

UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE
PROPULSIÓN DFDE EN UN LNGC DE 138.000 M³
EN SERVICIO”**

TRABAJO FIN DE GRADO

TFG/GTM/E-31-15

SEPTIEMBRE – 2015

AUTOR: Juan Carlos Sandá Castro

TUTOR: Alberto De Miguel Catoira

TRABAJO FIN DE GRADO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

631G02410 - TRABAJO FIN DE GRADO

D. ALBERTO DE MIGUEL CATOIRA, en calidad de tutor principal, autorizo al alumno D. JUAN CARLOS SANDÁ CASTRO, con DNI nº 53.306.190-X a la presentación del presente Trabajo de Fin de Grado titulado:

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN DFDE
EN UN LNGC DE 138.000 M³ EN SERVICIO”**

CONVOCATORIA: SEPTIEMBRE – 2015

Fdo. El Tutor



Alberto De Miguel Catoira

Fdo. El Alumno



Juan Carlos Sandá Castro

“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN DFDE EN UN LNGC DE 138000 M³ EN SERVICIO”

MEMORIA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: **SEPTIEMBRE 2015**

AUTOR: El alumno

Fdo. : Juan Carlos Sandá Castro

ÍNDICE – MEMORIA

1.	OBJETO.....	5
1.1.	Objeto general	5
1.2.	Objeto específico	5
2.	ALCANCE	6
3.	ANTECEDENTES	7
3.1.	Antecedentes propulsión LNG.....	7
4.	NORMAS Y REFERENCIAS.....	11
4.1.	Disposiciones legales y normas aplicadas	11
4.2.	Bibliografía	11
	Sitiografía:.....	12
5.	DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	13
6.	REQUISITOS DE DISEÑO.....	14
6.1.	Legislación, reglamentación y normativas aplicables.....	14
6.2.	Emplazamiento y su entorno	23
6.3.	Estudios realizados para definir la solución adoptada	30
6.4.	Interfaces con otros sistemas	44
7.	ANÁLISIS DE LAS SOLUCIONES	52
7.1.	Sistemas de propulsión disponibles.....	52
7.2.	Utilización y distribución de la energía eléctrica a bordo	58
7.3.	Tecnología empleada en la propulsión DFDE	59
8.	RESULTADOS FINALES.....	69

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 1 – Aplicación en el tiempo de los niveles IMO TIER.....</i>	<i>18</i>
<i>Ilustración 2 – Límites de emisiones de los niveles IMO TIER.....</i>	<i>18</i>
<i>Ilustración 3 - Botadura del "Íñigo Tapias"</i>	<i>23</i>
<i>Ilustración 4 - Disposición general del "Íñigo Tapias"</i>	<i>24</i>
<i>Ilustración 5 - Detalle del sistema de contención de la carga</i>	<i>26</i>
<i>Ilustración 6 - Detalle del sistema de carga</i>	<i>26</i>
<i>Ilustración 7 - Sala de máquinas con la turbina Kawasaki</i>	<i>27</i>
<i>Ilustración 8 - Sala de máquinas con el generador diesel Wärtsilä Vasa 9R32LND.....</i>	<i>28</i>
<i>Ilustración 9 - Pérdidas en la transmisión eléctrica.....</i>	<i>35</i>
<i>Ilustración 10 - Diagrama del sistema de propulsión eléctrica con doble hélice.....</i>	<i>36</i>
<i>Ilustración 11 - Diagrama del sistema de propulsión eléctrica de STX Shipbuilding</i>	<i>37</i>
<i>Ilustración 12 - Curva de velocidad-potencia para un LNGC</i>	<i>38</i>
<i>Ilustración 13 - Esquema orientativo de la cadena integrada del LNG.....</i>	<i>45</i>
<i>Ilustración 14 - Inflamabilidad de mezclas de metano, oxígeno y nitrógeno</i>	<i>50</i>
<i>Ilustración 15 - Densidad relativa del metano y el aire.....</i>	<i>51</i>
<i>Ilustración 16 – Configuración de un sistema de propulsión de turbina de vapor.....</i>	<i>52</i>
<i>Ilustración 17 – Configuración de un sistema de energía y propulsión DFDE.....</i>	<i>54</i>
<i>Ilustración 18 - Configuración de un sistema de propulsión de dos tiempos.....</i>	<i>55</i>
<i>Ilustración 19 - Configuración de un sistema de turbina de gas con ciclo combinado.....</i>	<i>57</i>
<i>Ilustración 20 - Registros de potencia, par y RPM en modo potencia, 100% de carga ...</i>	<i>60</i>
<i>Ilustración 21 - Registros de potencia, par y RPM durante parada de emergencia.....</i>	<i>61</i>
<i>Ilustración 22 - Prueba de protección contra apagones al 100% de carga</i>	<i>62</i>
<i>Ilustración 23 - Rendimiento desde el eje de la hélice a la aparamenta.....</i>	<i>63</i>
<i>Ilustración 24 - Evolución de la tecnología de los motores Wärtsilä.....</i>	<i>64</i>
<i>Ilustración 25 - Funcionamiento de los motores DF de Wärtsilä en modo gas.....</i>	<i>65</i>

<i>Ilustración 26 - Control de la combustión de los motores Wärtsilä DF</i>	<i>66</i>
<i>Ilustración 27 - Funcionamiento de los motores DF de Wärtsilä en modo diesel</i>	<i>66</i>
<i>Ilustración 28 - Paso de gas a MDO al 100% de carga</i>	<i>67</i>
<i>Ilustración 29 - Paso de MDO a gas al 80% de carga</i>	<i>68</i>

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1 – Límites de emisiones de NO_x según TIER aplicable</i>	<i>17</i>
<i>Tabla 2 – Límites de azufre para fuel-oil dentro y fuera de zonas ECA</i>	<i>19</i>
<i>Tabla 3 – Propiedades físicas de los principales constituyentes del LNG.....</i>	<i>48</i>

1. OBJETO

1.1. Objeto general

El desarrollo de este proyecto hace posible la aplicación de los conocimientos presentes en el plan de estudios correspondiente a la titulación de Grado en Tecnologías Marinas de la Universidad de A Coruña:

“El Real Decreto 1393/2007 establece en su artículo 12.3, situado en el capítulo 3, que se dedica a las enseñanzas oficiales de grado, que estas enseñanzas concluirán con la elaboración y defensa de un trabajo de fin de grado”.

Así, mediante la realización de este proyecto, se pretende que el alumno haga uso de forma práctica de los conocimientos adquiridos en una situación hipotética incluida dentro del mercado laboral relativo al sector de las tecnologías marinas, demostrando mediante el mismo su correcta retención y capacidad de aplicación ante una situación real de trabajo como ingeniero marino.

Con todo esto el alumno demostrará cumplir con todos los requisitos académicos que le capacitan para la finalización de sus estudios de grado, al superar los 12 créditos ECTS de carácter obligatorio asignados a la materia 631G02410 - Trabajo de fin de grado, y pudiendo así incorporarse al mercado laboral como graduado en tecnologías marinas.

1.2. Objeto específico

Para la consecución del objetivo general anteriormente mencionado se llevará a cabo un estudio donde se elaborará el diseño de un sistema de propulsión a bordo para un buque de características conocidas.

El correcto diseño de un sistema de propulsión es uno de los puntos más importantes a estudiar de cara a la consecución final de un buque, independientemente de su cometido final, y representa un proyecto vital para el correcto aprovechamiento del buque a lo largo de su vida.

La importancia del sistema de combustible incluye aspectos relativos a la capacidad de carga o consumo de combustible, que a su vez afectan a la autonomía, operaciones de búnker, tratamiento del combustible, mantenimiento a

realizar según la instalación o cumplimiento de las normativas medioambientales. Toda esta serie de apartados, elaborando un estudio previo correctamente dimensionado y de acuerdo a los requerimientos solicitados según la función del buque, darán como resultado un sistema de propulsión eficiente.

Los puntos principales a tratar en este trabajo son:

- Estudio del buque en el que se va a trabajar, con análisis relativos al tipo de carga a transportar y sus sistemas de contención, dimensiones y disposición del mismo y, en general, cumplimiento de los requerimientos necesarios para alcanzar los objetivos solicitados durante su vida útil.
- Investigación centrada en los distintos sistemas de propulsión marinos capaces de adaptarse a nuestro proyecto, cumpliendo los requisitos exigidos y siendo lo más eficiente y respetuoso con el medio ambiente.
- Análisis de las disposiciones legales y normativa aplicable al proyecto, atendiendo a los requisitos exigidos tanto por la legislación aplicable al buque como por las sociedades de clasificación encargadas de evaluarlo.
- Elección del conjunto de elementos que componen el proyecto de acuerdo con la oferta disponible en el mercado del sector marítimo y atendiendo a su compatibilidad con nuestro proyecto y de los elementos entre sí.
- Elaboración de un presupuesto de los elementos mencionados en el apartado anterior y de las unidades de obra necesarias para su realización.

2. ALCANCE

El proyecto se llevará a cabo en un buque gasero en servicio, de forma que para la implementación del sistema de propulsión elegido será necesario pasar previamente por un proceso de desmontaje y extracción de equipos concretos para dejar sitio a nuevos equipos o simplemente para su reinstalación de acuerdo con el nuevo sistema de propulsión.

Para la correcta aplicación de este proyecto el buque deberá entrar en dique seco para el desmontaje de equipos y su extracción mediante una cesárea en el casco del buque, que se aprovechará para introducir los nuevos equipos, siendo ensamblados e instalados a continuación.

3. ANTECEDENTES

3.1. Antecedentes propulsión LNG

La aparición del motor diesel marino marcó el inicio de la decadencia de la planta de propulsión a vapor para la mayoría de tipos de buques. Los motores diesel son más eficientes, mucho menos complicados y ofrecen una mayor densidad de potencia sobre las disposiciones de propulsión a vapor más eficientes.

Los motores diesel desarrollados y mejorados en potencia y fiabilidad llevaron a la propulsión a vapor hasta casi su extinción, excepto en los gaseros de LNG. Los LNGCs siguen siendo la última resistencia de los barcos propulsados por vapor debido a su capacidad para utilizar los vapores de la carga como combustible en sus calderas marinas. En los últimos años, la aparición de la propulsión diesel-eléctrica de combustible dual (DFDE) y el motor diesel de baja velocidad con una planta de relicuefacción ha obviado esta ventaja. Mientras que los buques de vapor todavía dominan numéricamente la flota con más de un 70% en número, la propulsión a vapor representa sólo el 8% de los futuros pedidos.

El uso de gas natural para la producción de energía ha estado en una constante tendencia al alza con cifras de la Agencia Internacional de Energía (AIE) que sugieren un incremento interanual del 2,4% para la generación de electricidad y calefacción, así como su aparición como un combustible de transporte. Esto se debe a la abundancia de gas natural a nivel mundial y las políticas ambientales nacionales e internacionales cada vez más estrictos que desalientan el uso de otros hidrocarburos más contaminantes.

El LNG se transporta a -163°C a una presión próxima a la atmosférica. Los sistemas de contención de LNG desarrollados se basan en un costoso aislamiento del tanque para mantener el gas licuado refrigerado durante el viaje y minimizar la evaporación pero, Inevitablemente debido al aislamiento imperfecto y al sloshing en los tanques, el LNG se evapora con una tasa de evaporación típica sobre el 0,13% - 0,15% de la capacidad de carga por día. Para mantener la presión del tanque próxima a las condiciones atmosféricas, este gas de evaporación (BOG) tiene que ser liberado de los tanques y debe ser relicuado o quemado en la planta para la generación de energía y propulsión. Debido a sus

efectos dañinos como un gas de efecto invernadero, así como la inflamabilidad del boil off no puede ser liberado a la atmósfera.

La necesidad de manejar los gases evaporados a bordo del buque ha supuesto que la planta de energía y propulsión de vapor haya disfrutado de 40 años de dominio en buques metaneros. Los generadores de vapor pueden quemar gas natural con tanta facilidad como el fuel oil, lo que los convirtió en la solución natural para transporte de LNG. Un típico buque metanero de 125.000 m³ a 150.000 m³ se equipa generalmente con turbinas de vapor de 36.000 shp a 40.000 shp, alimentadas por calderas que pueden quemar tanto BOG como HFO.

Los costos de combustible siempre han sido un desafío para los diseñadores de barcos y operadores. Los fabricantes de motores han invertido sustancialmente en I+D para ofrecer nuevos conceptos de generación de energía para la propulsión. Teniendo en cuenta la relativa baja eficiencia inherente a las turbinas de vapor, la demanda de sistemas de propulsión alternativos está en aumento.

En el intento de conciliar el objetivo de un bajo consumo de combustible con la necesidad de consumir el gas de evaporación, sistemas innovadores toman una variedad de enfoques en función del concepto específico de transporte, como la capacidad de carga del buque, su velocidad, la duración de sus viajes y otros factores. Cualquier comparación de los conceptos alternativos de propulsión de LNGCs y la generación de energía auxiliar debe tener en cuenta la complejidad general de transporte de LNG. Limitaciones de calado pueden conducir a un diseño de doble hélice. La selección de un sistema de propulsión tiene que tener en cuenta los precios del gas y del petróleo, la eficiencia de la planta de energía, el tamaño del buque, la velocidad y muchos otros parámetros. Así, el predominio del vapor más recientemente ha sido seriamente cuestionado por su viejo enemigo, el motor diesel, con la aparición del motor de doble combustible Wärtsila 50F en una configuración DFDE y el MAN Diesel de baja velocidad con una planta de relicuefacción.

La ventaja de la propulsión a vapor para LNGCs ha sido socavada por las eficiencias más altas ofrecidas por los motores diesel. La magnitud del éxodo de propulsión a vapor es sorprendente cuando se examina la cartera de pedidos de LNGCs. Desde la década de 1960 hasta la década de 1990, la planta de

propulsión a vapor se equipó en casi todos los buques metaneros, con pocas excepciones, pero por la década de 2000 esta cifra se había reducido a 69% y en la década actual ha caído al 21%, y la futura cartera de pedidos se sitúa solo en el 8%. A pesar del cambio de paradigma, la propulsión a vapor sigue dominando la flota de buques metaneros con una flota actual de LNG que se reparte en un 71% para la propulsión a vapor, un 13% para el motor diesel de baja velocidad y un 13% para DFDE y parece probable que lo hagan durante muchos años a menos que los buques de vapor existentes sean desguzados o cambien su planta de propulsión.

Un dominio completo de la propulsión a vapor que continuó a lo largo de los años durante 1980 y 1990 con una capacidad media de los buques entregados en 1980 de 125.000 m³, aumentando hasta 135.000 m³ en la década de 1990. Para el año 2000, había unos 101 LNGCs en servicio impulsados por vapor.

Desde el principio del siglo XXI se vió el comienzo de un alejamiento del vapor en favor de un aumento de importancia del LNG en el mercado. La introducción de la propulsión dual diesel-eléctrica en buques metaneros y los motores diesel de baja velocidad con planta de relicuefacción bordo son salidas radicales de la técnica de turbina de vapor actualmente dominante. La introducción de los sistemas de propulsión duales diesel-eléctricos también podría abrir la puerta para los sistemas de propulsión con turbina de gas de doble combustible eléctrica, ya que se basan en el mismo concepto de accionamiento eléctrico.

En 2004 se entregó en el astillero de Bijlsma a la compañía *Knutsen OAS Shipping*, el “**Pioneer Knutsen**” de 1.100 m³ entró en servicio con el primer motor de combustión interna capaz de quemar gas natural de la carga, implementado en una disposición diesel-eléctrica. El precio de construcción fué de 11 MUS\$, y ha sido clasificado por DNV como petrolero tipo 2G. Tiene 68,9 m de eslora, 11,8 m de manga, 3,3 m de calado, 1.500 GT y una velocidad de 14 nudos y funcionará con LNG como combustible principal. El LNG consumido para la propulsión es el evaporado en los dos tanques de acero inoxidable de 550 m³ de capacidad cada uno. El aislamiento de los tanques está calculado para conseguir una evaporación apropiada para el funcionamiento del motor principal sin pérdida de gas. Está diseñado para operar con la cámara de máquinas desatendida y con el control de la carga desde el puente.

Fue rápidamente seguido por otros sistemas DFDE como en el buque **“GDF Suez Global Energy”** a finales de ese mismo año y con 75.000 m³ de capacidad y dos buques gemelos de 155.000 m³ entregados en 2006 el **“Provalys”** y en 2007 el **“Gaselys”**. De nuevo en estos buques se reemplaza la tradicional planta de propulsión por turbinas de vapor por una planta diesel eléctrica con dos motores eléctricos propulsores alimentados por la energía eléctrica generada por cuatro grupos electrógenos con motores diesel de combustible dual.

El año 2007 vio la llegada de cuatro buques Q-Flex con una capacidad de 210.000 m³ que utilizaban motores diesel de baja velocidad de dos tiempos, con una planta relicuefacción para manejar el boil off del gas.

Estos desarrollos muestran la aparición de la nueva tecnología DE y los motores diesel de dos tiempos como competidores reales de la turbina de vapor siendo evidente que desde que el primer pedido de DFDE LNGC los sistemas de propulsión alternativos han ido ganando terreno frente al sistema tradicional de propulsión de turbina de vapor.

En la década de 2010 hasta ahora se ha visto un descenso tanto en la propulsión de vapor como en la propulsión diésel de baja velocidad en favor del DFDE, convirtiéndose en la planta de propulsión a elegir. Esto se ha atribuido a los motores diesel de combustible dual que pueden quemar fuel oil y gas natural a la vez que mejoran la eficiencia en comparación con las turbinas de vapor. La propulsión diésel de baja velocidad parece haber recibido poca atención debido a la complejidad de la instalación de una planta de relicuefacción a bordo, así como un cambio gradual hacia combustibles más limpios.

4. NORMAS Y REFERENCIAS

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

- Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques – MARPOL 73/78
- Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar – Convenio SOLAS
- Código Internacional para la construcción y el equipo de buques que transporten gases licuados a granel – Código CIG, OMI
- Tanker Safety Guide: Liquefied Gas

4.2. Bibliografía

- Alaska natural gas transportation projects – *LNG carriers called “floating pipelines”*
- Bureau Veritas – *LNG as an alternative fuel for shipping*
- Gazocéan – *Emploi du LNG comme carburant pour les navires de commerce et retour d’expérience sur l’exploitation des moteurs dual fuel*; J.F. Castel
- Germanischer Lloyd Nonstop, Edition 2 – *Propulsion alternatives*
- Petrotecnia, junio 2012 – *El gas natural licuado (GNL)*
- Samsung Heavy Industries Co. – *Propulsion alternatives for modern LNGC*
- Teekay LNG Projects – *LNG evolution within the shipping industry*
- The Front Runner, ABB Marine – *A new era in ship propulsion: the first large size (154k) LNG carrier with electric propulsion is now in operation*
- Wärtsilä – *Alternativas energéticas en los barcos LNG. El combustible del futuro*; Josu Goigana
- Wärtsilä – *Turning the page in ship propulsion, by switching to LNG*; Oskar Levander

- Iñigo Tapias – *Machinery Systems Operating Manual*
- Iñigo Tapias – *Cargo Systems Operating Manual*
- Wärtsilä Engines - *Wärtsilä 50DF Product Guide*
- Wärtsilä Engines – *Marine Project Guide WV32*

Sitiografía:

www.imo.org/

www.wartsila.com/

<https://www.dnvgl.com/>

Software:

Microsoft Office – Word

Autodesk – AutoCAD

Premeti, mediciones y presupuestos

5. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

AIE:	Agencia Internacional de Energía
BOG:	Boil Off Gas
CAPEX:	Capital Expenditure
CIG:	Código Internacional de Gaseros
DF:	Dual Fuel (<i>tipo de motor</i>)
DFDE:	Dual Fuel Diesel Electric
DFEP:	Dual Fuel Electric Propulsion
DNV:	Det Norske Veritas
GCU:	Gas Combustion Unit
GD:	Gas - Diesel (<i>tipo de motor</i>)
GTT:	Gaz Transport & Technigaz
HFO:	Heavy Fuel Oil
HV:	High Voltage
LNG:	Liquefied Natural Gas
LNGC:	Liquefied Natural Gas Carrier
LPG:	Liquefied Petroleum Gas
LV:	Low Voltage
MARPOL:	Maritime Pollution
MDO:	Marine Diesel Oil
IMO:	International Maritime Organization
ONU:	Organización de las Naciones Unidas
SG:	Spark - Gas (<i>tipo de motor</i>)
SOLAS:	Safety Of Life At Sea

6. REQUISITOS DE DISEÑO

6.1. Legislación, reglamentación y normativas aplicables

La principal normativa sobre el transporte de gases licuados, a nivel internacional, emana de la Organización Marítima Internacional (OMI; *IMO*), organismo especializado de Naciones Unidas (ONU).

- **Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques – Convenio MARPOL 73/78**

Conjunto de normativas internacionales mediante las que se pretende prevenir la contaminación por los buques. Su objetivo es preservar el ambiente marino mediante la completa eliminación de la polución por hidrocarburos y otras sustancias dañinas, así como la minimización de las posibles descargas accidentales. Se divide en seis anexos que contienen reglas que abarcan las diversas fuentes de contaminación por los buques:

Anexo I - Reglas para prevenir la contaminación por hidrocarburos.

Entrada en vigor: 2 de octubre de 1983 (Anexo I revisado: 1 de enero de 2007)

La convención de 1973 mantuvo los criterios de la descarga de hidrocarburos prescritos en 1969 en las enmiendas a la convención de la contaminación por petróleo de 1954 (OILPOL 1954), sin cambios sustanciales.

Entre las nuevas medidas que se estipulan dentro del Anexo I se estipula:

- 1 – La cantidad total de hidrocarburo que un petrolero puede descargar en cualquier viaje del lastre, mientras que en curso no debe exceder 1/15.000 de la capacidad de carga total del buque.
- 2 – La cantidad de hidrocarburo que puede ser descargado no debe exceder 60 litros por milla en cada viaje del buque.
- 3 – Se requiere un libro de control de hidrocarburos en el cual se registra el movimiento del hidrocarburo tanto de carga como residual en los tanques de lastre determinados para tal fin.

Anexo II - Reglas para prevenir la contaminación por sustancias nocivas líquidas transportadas a granel.

Entrada en vigor: 6 de abril de 1987 (Anexo II revisado: 1 de enero de 2007)

Este anexo detalla los criterios y las medidas de la descarga para el control de la contaminación debida al transporte de sustancias nocivas líquidas a granel. Unas 250 sustancias fueron evaluadas e incluidas en la lista añadida a este anexo. La descarga de sus residuos se permite solamente a las instalaciones de la recepción hasta ciertas concentraciones y condiciones (que varían con la categoría de sustancias). En cualquier caso, no se permite ninguna descarga de los residuos que contienen sustancias nocivas a menos de 12 millas de la tierra más cercana. Para las áreas de de protección especial las exigencias son mucho más rigurosas.

Anexo III - Reglas para prevenir la contaminación por sustancias perjudiciales transportadas por mar en bultos.

Entrada en vigor: 1 de julio de 1992

Es el primero de los anexos opcionales de la convención. Los estados que ratifican la convención deben aceptar los Anexos I y II pero pueden elegir no aceptar los otros cuatro, por lo tanto, estos últimos han tardado mucho en entrar en vigor. El Anexo III contiene los requisitos generales para la aplicación de estándares detallados en el embalaje, marcado, etiquetado, documentación, estiba, limitaciones de la cantidad, excepciones y notificaciones para prevenir la contaminación por las sustancias nocivas. A tal fin se elabora el Código IMDG o Código Internacional de Mercancías Peligrosas, que desde 1991 regula el transporte de todos los agentes nocivos o peligrosos transportados por el mar.

Anexo IV - Reglas para prevenir la contaminación por las aguas sucias de los buques.

Entrada en vigor: 27 de septiembre de 2003

Es el segundo de los anexos opcionales, contiene requisitos para controlar la contaminación del mar por las aguas residuales. Este anexo revisado fue adoptado en 2004. Indica las reglas principales para el manejo del lastre de los buques durante sus travesías.

Anexo V - Reglas para prevenir la contaminación por las basuras de los buques.

Entrada en vigor: 31 de diciembre de 1988

Éste se ocupa de diversos tipos de basura y especifica las distancias de la tierra y de la manera en las cuales pueden ser dispuestas. Los requisitos son mucho más determinantes en un número de “áreas especiales”, pero quizás la característica más importante del anexo es la interdicción completa impuesta ante descargas en el mar todas las formas de plástico.

- Dentro de 3 millas desde la costa más cercana: no se debe arrojar nada al mar.
- Entre 3 y 12 millas desde la costa más cercana: no se debe arrojar plástico, trapos, metal, cristal, alimentos, embalaje que flote, papel superior a 25mm.
- Entre 12 y 25 millas desde la costa más cercana: no se debe arrojar ningún material que flote, ni embalajes, ni plástico al mar.
- Más allá de 25 millas desde la costa más cercana: no se debe arrojar plástico al mar.

Anexo VI - Reglas para prevenir la contaminación atmosférica ocasionada por los buques.

Entrada en vigor: 19 de mayo de 2005 (Adoptado en septiembre de 1997)

Este anexo regula las emisiones de óxido de azufre y de óxido de nitrógeno procedentes de los extractores de las chimeneas de los buques y prohíben las emisiones deliberadas de estas sustancias, ya que agotan la capa de ozono del planeta. Asimismo, el MARPOL posee numerosas enmiendas que lo van adaptando a la actualidad a medida que pasa el tiempo, manteniéndolo siempre vigente para poder abarcar el fin que la Organización Marítima Internacional propone: “mares limpios y seguros”.

➤ Capítulo III – Prescripciones para el control de las emisiones de los buques

▫ Regla 12 – Sustancias que agotan la capa de ozono

Sustancias reductoras del ozono: está prohibida cualquier emisión intencionada que ocurra durante el mantenimiento, servicio, reparación o eliminación de sistemas o equipos, excepto cuando haya liberaciones mínimas asociadas con la

recuperación o reciclado de una de estas sustancias. Las fugas serán reguladas por este Anexo, sean o no voluntarias.

En todas las instalaciones nuevas están prohibidas las siguientes sustancias: halon 1211, halon 1301, halon 2402, CFC-11, CFC-12, CFC-113, CFC-114 y CFC-115, excepto aquellas con HCFCs, permitidos hasta el 01/01/2020.

Al ser retiradas desde los buques las sustancias reductoras del ozono y los equipos que las contienen serán entregados en tierra para lo que se facilitará su recepción apropiada. Para ello, cada Parte debe aportar facilidades para recibir sustancias reductoras del ozono y equipos que contengan dichas sustancias sin causar demoras excesivas a los buques.

▫ Regla 13 – Óxidos de nitrógeno (NO_x)

Se aplica a todo motor diesel de potencia de salida mayor de 130KW instalado en buques construidos posteriormente al 01/01/2000 o a motores que hayan sufrido una transformación importante en o después de esa fecha, con excepciones como aparatos o equipos destinados para ser usados sólo en casos de emergencia.

Los diferentes niveles (TIERS) de control se basan en la fecha de la construcción del buque y dentro de cada uno de los niveles el valor límite real se determina según la velocidad nominal del motor:

TIER	Fecha de construcción o posterior	Límite de emisiones en peso por ciclo (g/kWh)		
		n = régimen de giro del motor (rpm)		
		n < 130	n = 130 - 1999	n ≥ 2000
I	01/01/2000	17,0	$45 \cdot n^{(-0,2)}$ ej., 720 rpm → 12,1	9,8
II	01/01/2011	14,4	$44 \cdot n^{(-0,23)}$ ej., 720 rpm → 9,7	7,7
III	01/01/2016	3,4	$9 \cdot n^{(-0,2)}$ ej., 720 rpm → 2,4	2,0

Tabla 1 – Límites de emisiones de NO_x según TIER aplicable

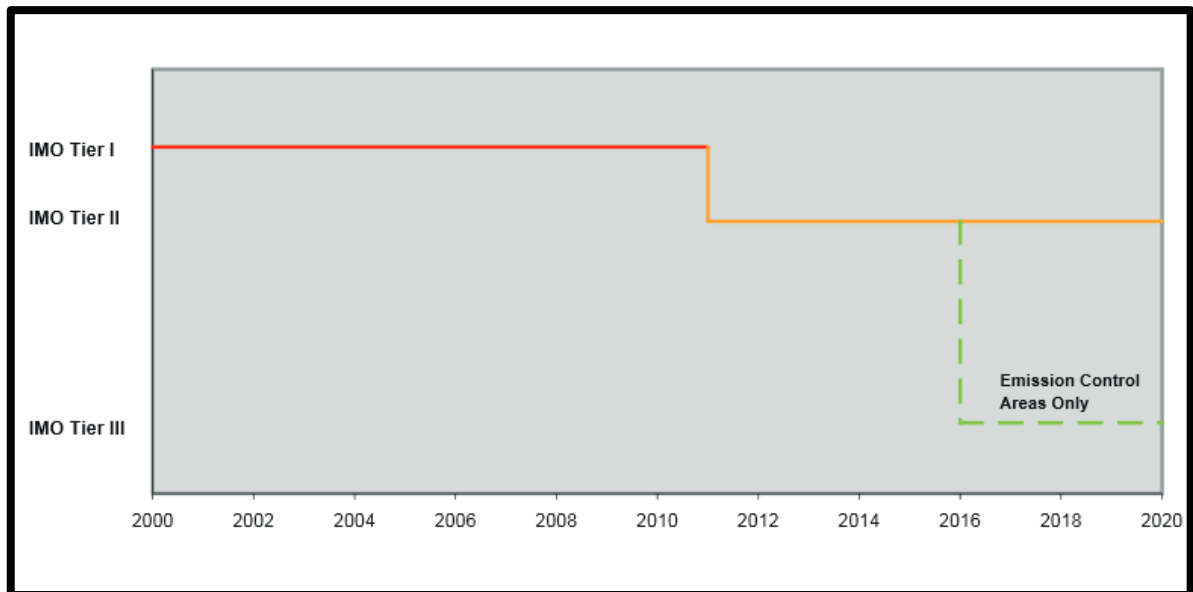


Ilustración 1 – Aplicación en el tiempo de los niveles IMO TIER

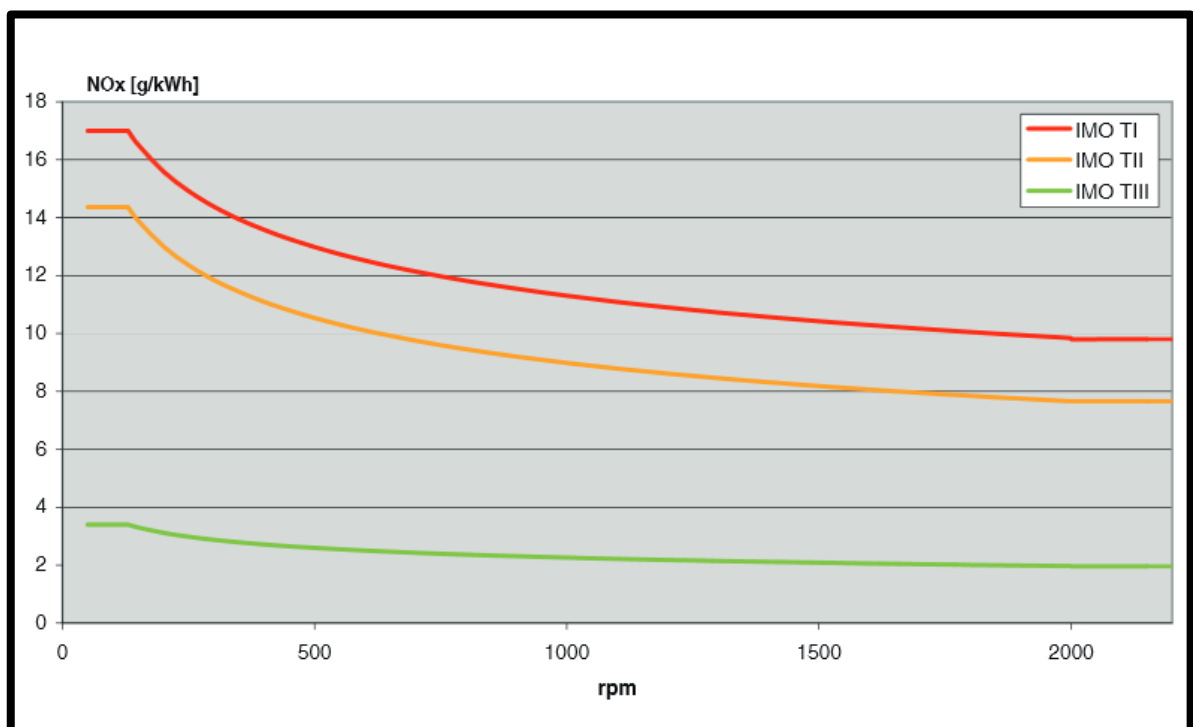


Ilustración 2 – Límites de emisiones de los niveles IMO TIER

▫ Regla 14 - Óxidos de azufre (SO_x)

El porcentaje de azufre en cualquier combustible usado a bordo de buques no debe exceder 4,5% m/m, para lo que el promedio mundial de azufre contenido en el combustible residual será monitoreado. Dentro de las áreas de control de emisión de SO_x el contenido de azufre del combustible usado a bordo de buques

no será mayor de 1,5% m/m o en caso contrario deberá ser utilizado cualquier método tecnológico de limpieza de los gases de escape, tanto para los motores de propulsión principal como para los auxiliares, aprobado por la Administración mediante el peso total de las emisiones de dióxidos de azufre será como máximo 6,0 g SO_x/kWh.

Está permitido que los buques usen combustibles de porcentaje de azufre mayor a 1,5% antes de entrar a las áreas de control de SO_x, pero deberán dejar suficiente tiempo para que el sistema de servicio de combustible sea limpiado completamente previo a la entrada al área de control para en esa área usar sólo aquellos que cumplan el límite de azufre. Todos los datos deberán ser registrados en el cuaderno de máquinas, tales como el volumen de los tanques de combustible bajo en azufre y la fecha, hora y posición del buque cuando se complete cada operación de cambio de combustible.

Estos límites de azufre para fuel oil (expresadas en términos de % m/m) están sujetas a una serie de cambios a lo largo del paso de los años, detallados en la siguiente tabla:

Fuera de zonas ECA	Dentro de zonas ECA
4,50 % m/m (antes del 1 de enero de 2012)	1,50 % m/m (antes del 1 de julio de 2010)
3,5 % m/m (desde el 1 de enero de 2012)	1,00 % m/m (desde el 1 de julio de 2010)
0,50 % m/m (desde el 1 de enero de 2020*)	0,10 % m/m (desde el 1 de enero de 2015)

* Dependiendo del resultado de la revisión, en 2018. En cuanto a la disponibilidad del combustible necesario esta fecha podría aplazarse al 01 de enero 2025

Tabla 2 – Límites de azufre para fuel-oil dentro y fuera de zonas ECA

- **Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar – Convenio SOLAS**

El objetivo principal del Convenio SOLAS es especificar normas de construcción, equipamiento y explotación de buques para garantizar su seguridad y la de las personas embarcadas. Los Estados de abanderamiento que hayan adoptado el SOLAS son responsables de garantizar que los buques bajo su pabellón cumplan con sus prescripciones mediante los oportunos reconocimientos y emisión de los certificados establecidos en el Convenio como prueba de dicho cumplimiento.

El convenio SOLAS está dividido en dos partes, la primera parte incluye artículos que establecen las obligaciones generales, el procedimiento de enmienda, un anexo estructurado en 12 capítulos y un apéndice de certificados. La segunda parte incluye dos anexos, el primero referido a certificados y documentos que han de llevar los buques y el segundo relativo a las resoluciones aprobadas por las Conferencias SOLAS.

Los 12 capítulos del anexo se mencionan a continuación para comprender cómo se estructura su contenido:

- I – Disposiciones generales.

Incluye normas relativas al ámbito de aplicación, a la inspección y reconocimientos del buque, de los dispositivos de salvamento y otros equipos, así como de la expedición y refrendo de certificados que señalan que el buque cumple con los requisitos de la Convención.

- II-1 – Construcción: estructura, compartimiento y estabilidad, instalaciones de máquinas e instalaciones eléctricas.

Este es un capítulo bastante amplio que comprende cinco partes:

Parte A: prescripciones sobre aspectos estructurales, mecánicos y eléctricos aplicables a los buques y también relativas a la protección contra la corrosión de los tanques de lastre de agua de mar.

Parte B: instrucciones especiales relativas al compartimiento y estabilidad de los buques y otras prescripciones sobre temas como el lastrado, dobles fondos, construcción de mamparos y puertas estancas, medios de bombeo de agua de sentina y lucha contra averías entre otros.

Parte C: prescripciones sobre las máquinas y sus sistema de mando, aparatos de gobierno, calderas de vapor, sistemas de aire comprimido, ventilación en los espacios de máquinas, comunicaciones puente-máquinas y sistemas de alarmas para las máquinas.

Parte D: instrucciones sobre las fuentes de energía eléctrica principal y de emergencia, sistema de alumbrado y precauciones sobre descargas eléctricas, incendios de origen eléctrico y otros riesgos.

Parte E: prescripciones complementarias relativas a espacios de máquinas sin dotación permanente.

- II-2 – Construcción: prevención, detección y extinción de incendios.

Incluye disposiciones detalladas de seguridad contra incendios en todos los buques y medidas específicas para los buques de pasaje, buques de carga y petroleros.

- III – Dispositivos y medios de salvamento.
- IV – Radiocomunicaciones.
- V – Seguridad de la navegación.
- VI – Transporte de cargas.
- VII – El transporte de mercancías peligrosas.

Las regulaciones están contenidas en cuatro partes:

Parte A: disposiciones relativas al transporte de mercancías peligrosas en bultos o en formas sólidas a granel que incluyen la clasificación, el embalaje y marcado, etiquetado y rotulación entre otras.

Parte B: construcción y equipamiento de buques que transporten productos químicos líquidos peligrosos a granel.

Parte C: incluye las disposiciones relativas a la construcción y equipamiento de buques que transporten gases licuados a granel.

Parte D: incluye prescripciones especiales para el transporte de combustible nuclear irradiado, plutonio y desechos radiactivos de alta actividad en bultos a bordo de los buques.

El capítulo requiere al transporte de mercancías peligrosas el cumplimiento de las disposiciones pertinentes del Código marítimo internacional de mercancías peligrosas (Código IMDG).

- VIII – Los buques nucleares.
 - IX – Gestión de la seguridad operacional de los buques.
 - X – Medidas de seguridad aplicables a las naves de gran velocidad.
 - XI-1 – Medidas especiales para incrementar la seguridad marítima.
 - XI-2 – Medidas especiales para incrementar la protección marítima.
 - XII – Medidas de seguridad adicionales aplicables a los graneleros.
- **Código Internacional para la construcción y el equipo de buques que transporten gases licuados a granel – Código CIG**

En 1983 el Comité de Seguridad Marítima (CSM) aprobó una serie de enmiendas al Convenio SOLAS y, mediante el nuevo “Capítulo VII - Transporte de mercancías peligrosas” se dio carácter obligatorio a las disposiciones del Código CIG. Más concretamente por medio de la “Parte C – Construcción y equipo de buques que transporten gases licuados a granel”, artículos 11, 12 y 13.

La finalidad de este Código es sentar una norma internacional para la seguridad del transporte marítimo a granel de gases licuados y otras sustancias, estableciendo las normas de proyecto y construcción de los buques destinados a dicho transporte y el equipo que deben llevar con miras a reducir al mínimo los riesgos para el buque, la tripulación y el medio ambiente, habida cuenta de la naturaleza de los productos transportados. Está estructurado en 19 capítulos.

- **Tanker Safety Guide: Liquefied Gas – *The International Chamber of Shipping (ICS)***

Tiene esta Guía el propósito de proporcionar una serie de recomendaciones de seguridad y de buenas prácticas operacionales a bordo de los buques gaseros. No se trata de una normativa pura pero su criterio, elaborado por prestigiosos marinos con amplia experiencia en el mundo de los gaseros, se hace casi indispensable a bordo de este tipo de buques.

6.2. Emplazamiento y su entorno

El *Astillero Sestao* de *IZAR* entregó el 1 de Agosto de 2002, el LNGC “***Íñigo Tapias***”, para operación por la *Naviera F. Tapias* al servicio de *Repsol YPF / Gas Natural*. Mencionar que, poco más de tres meses después, el *Astillero Puerto Real*, de *IZAR*, entregó su buque gemelo, el “***Castillo de Villalba***”, que será operado por *Empresa Nacional Elcano* para *Gas Natural SDG*.

Se trata en ambos casos de buques con capacidad para transportar 138000 m³ de gas natural licuado a -163°C en tanques de tipo doble de membrana, propulsados por turbina de vapor que acciona una sola línea de ejes con hélice de paso fijo, para alcanzar una velocidad en servicio de 19,5 nudos.

La mayoría de los buques de LNG que actualmente se están construyendo en el mundo se han proyectado con el sistema de contención de la carga de *GTT* (*Gaz Transport & Technigaz*) y éste es el sistema elegido para la construcción de esta serie de buques.

El sistema de *GTT* consiste en disponer los tanques de carga de forma prismática, adaptados a la geometría del casco, extendiéndose de banda a banda, sin mamparos de balance, con sistema de contención de la carga consistente en doble barrera de metal Invar con doble capa de aislamiento de cajas de madera de balsa rellenas de perlita (sistema N°96).



Ilustración 3 - Botadura del "Íñigo Tapias"

- **Características principales:**

Disponen de una cubierta continua, popa de estampa y proa de bulbo sin castillo. Tanto la acomodación, incluyendo el puente de navegación, como la maquinaria de propulsión, van situados a popa.

- Eslora total: 284,4 m.
- Manga de trazado: 42,5 m.
- Puntal a cubierta principal: 25,4 m.
- Calado de diseño: 11,4 m.
- Peso muerto: 68200 Tns.
- Capacidad de carga (100%): 138000 m³
- Sistema de contención de carga: Membrana GTT M95
- Capacidad de lastre: 49900 m³
- Potencia propulsora: 28000 kW a 83 rpm.
- Velocidad de servicio: 19,5 nudos
- Autonomía: 20000 millas náuticas
- Tripulación: 40 personas
- Clasificación Lloyd's Register of Shipping: LR+100 A1 Liquefied Gas Tanker, shiptype 2G. Methane in Membrane tanks max. pressure 0,25 bar, min. temperature: - 163 °C

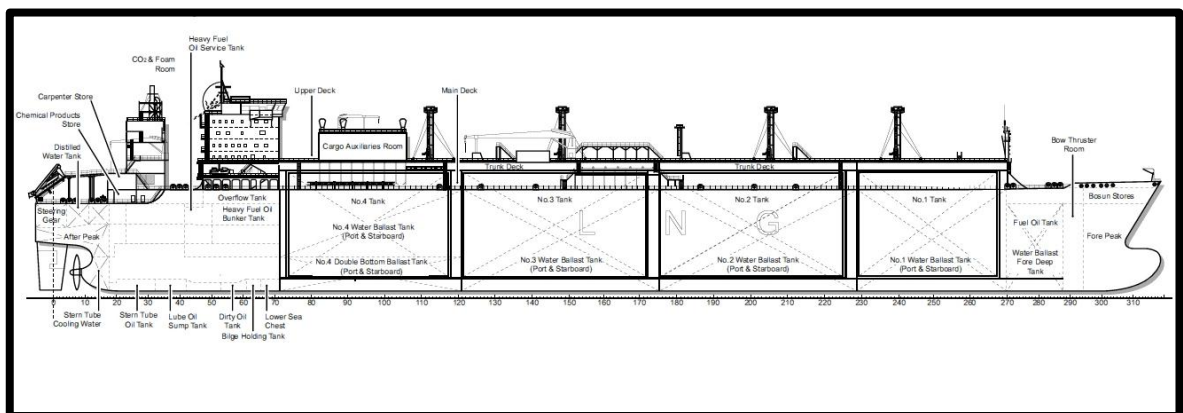


Ilustración 4 - Disposición general del "Íñigo Tapias"

- **Criterios de proyecto:**

Están preparados para cargar y descargar en cualquiera de las terminales LNG actualmente en servicio, en construcción o en proyecto en todo el mundo. El tiempo de descarga de todo su cargamento de LNG es de unas 12 horas, incluyendo el lastrado.

- **Estructura:**

El buque viga consta de cubierta tronco, doble casco y doble fondo en la zona de tanques de carga. Su estructura es longitudinal y ha sido cuidadosamente analizada por métodos de elementos finitos. La zona de cámara de máquinas y los extremos de proa y popa tienen estructura mixta. Los tanques de combustible están dotados también de doble casco, superando la normativa de seguridad vigente en esta materia. La vida de fatiga de todos los elementos críticos de la estructura en la zona de carga es al menos de 40 años.

Se ha empleado en la estructura acero de grado especial para bajas temperaturas, aprobado por la sociedad de clasificación y por la compañía licenciadora del sistema de membrana aislante GazTransport & Technigaz, GTT, y se ha evitado el uso de acero de alto límite elástico para asegurar una prolongada resistencia a la fatiga.

- **Sistema de contención:**

El sistema de contención de la carga se ha diseñado y construido para el transporte de gas natural licuado de $0,46 \text{ t/m}^3$, en cuatro tanques de tipo membrana a $-163 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y presión absoluta de 1060 milibares. Con este sistema el gas licuado se evapora constantemente (boil-off) durante el viaje en carga, con valores del orden 0,12 % por día, y el 40 % de esa cantidad en el viaje en lastre. En este buque el boil-off se puede quemar en las calderas principales, suministradas por Mitsubishi, reduciendo así el consumo de combustible.

El sistema de contención de la carga es de tipo membrana, de acuerdo con la patente y la última versión N° 96 tipo E2 de *GazTransport & Technigaz (GTT)*. La principal características de este sistema de contención y aislamiento es el uso de un mismo metal – Invar – tanto para la membrana primaria como la secundaria. El aislamiento está formado por dos capas de cajas de aglomerado llenas de perlita, fijadas al casco con ayuda de adaptadores mecánicos soldados. Las membranas

de Invar están compuestas de tracas, formadas por chapas de 0,7 mm de espesor y 530 mm de anchura, con los bordes doblados, colocadas una junto a otra y soldadas por resistencia.

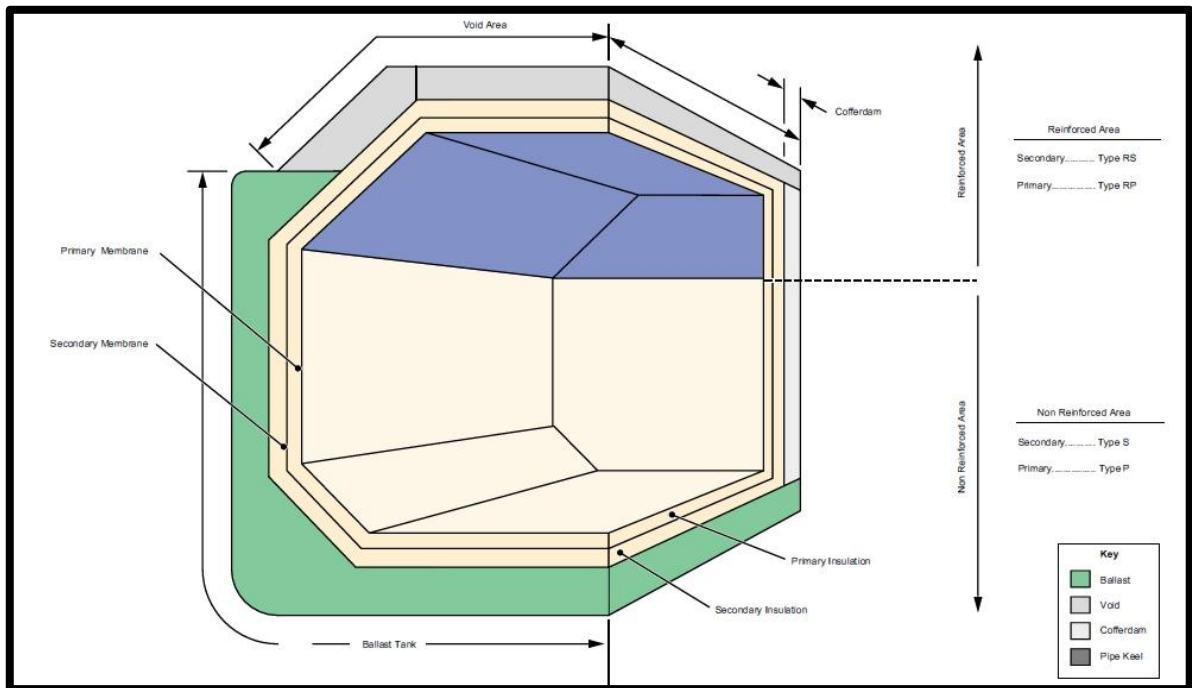


Ilustración 5 - Detalle del sistema de contención de la carga

- Sistema de carga:**

Para las operaciones de carga y descarga el buque dispone de dos colectores de líquido y uno de vapor común para todos los tanques. Se disponen además cuatro colectores de líquido y una conexión de vapor a tierra. Cada tanque dispondrá de un colector de líquido, un colector de vapor y un colector de agotamiento y enfriamiento. Las tuberías de líquido terminarán en el fondo y al final de cada tanque, y las líneas de vapor se conectarán en lo alto de cada tanque de carga.

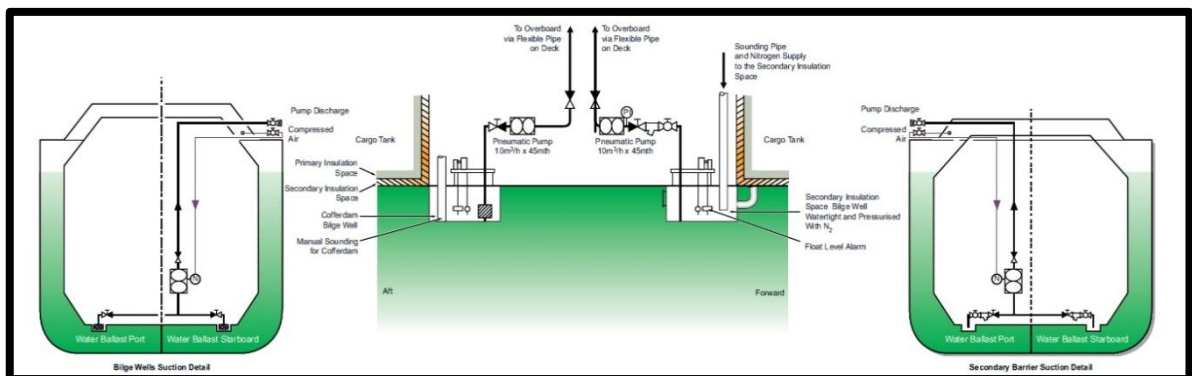


Ilustración 6 - Detalle del sistema de carga

- **Propulsión y auxiliares:**

Dispone de un equipo propulsor formado por turbina de vapor, una sola línea de ejes y hélice de paso fijo. Es el sistema convencional que venía utilizándose desde muchos años antes de la fecha de construcción del buque en casi todos los buques LNG, y en este caso está compuesto por:

- Turbina Kawasaki – IZAR , de 28000 kW a 83 rpm y 25200 kW al 90% de la PMC
- Reductora reversible tipo tándem, doble y articulada marca Mitsubishi
- Línea de ejes (dos intermedios y uno en cola) con dos cojinetes intermedios, fabricada por Sidenor
- Tubo de bocina suministrado por Sidenor, con cierres Blohn+Voss
- Hélice de cinco palas fijas y 8750 mm de diámetro, fabricada por Navalips en material CuNiAl



Ilustración 7 - Sala de máquinas con la turbina Kawasaki

Dispone de una tobera uniformizadora de flujo para mejorar la eficiencia propulsiva. Se ha instalado un servotimón Frydenbö / Rolls-Royce de tipo rotativo y accionamiento electrohidráulico, con un par de trabajo de 3050 kNm, para

accionamiento de un timón de alta eficiencia. Dispone también de una hélice de maniobra a proa, marca Kawasaki.

La planta generadora eléctrica está compuesta por dos grupos turbogeneradores Mitsubishi de 3300 kW a 700 rpm, un diesel generador accionado por motor Wärtsilä de 3510 kW y un diesel-generador de emergencia, marca Demp-Man, suministro de Pasch y Cía., de 550 kW.

La firma ABB ha suministrado dos cuadros eléctricos de 3,3 kV, incorporando mecanismo de arranque secuencial de las ocho bombas de carga. Por su parte, Pine se ha encargado de la ingeniería y construcción de la instalación eléctrica.

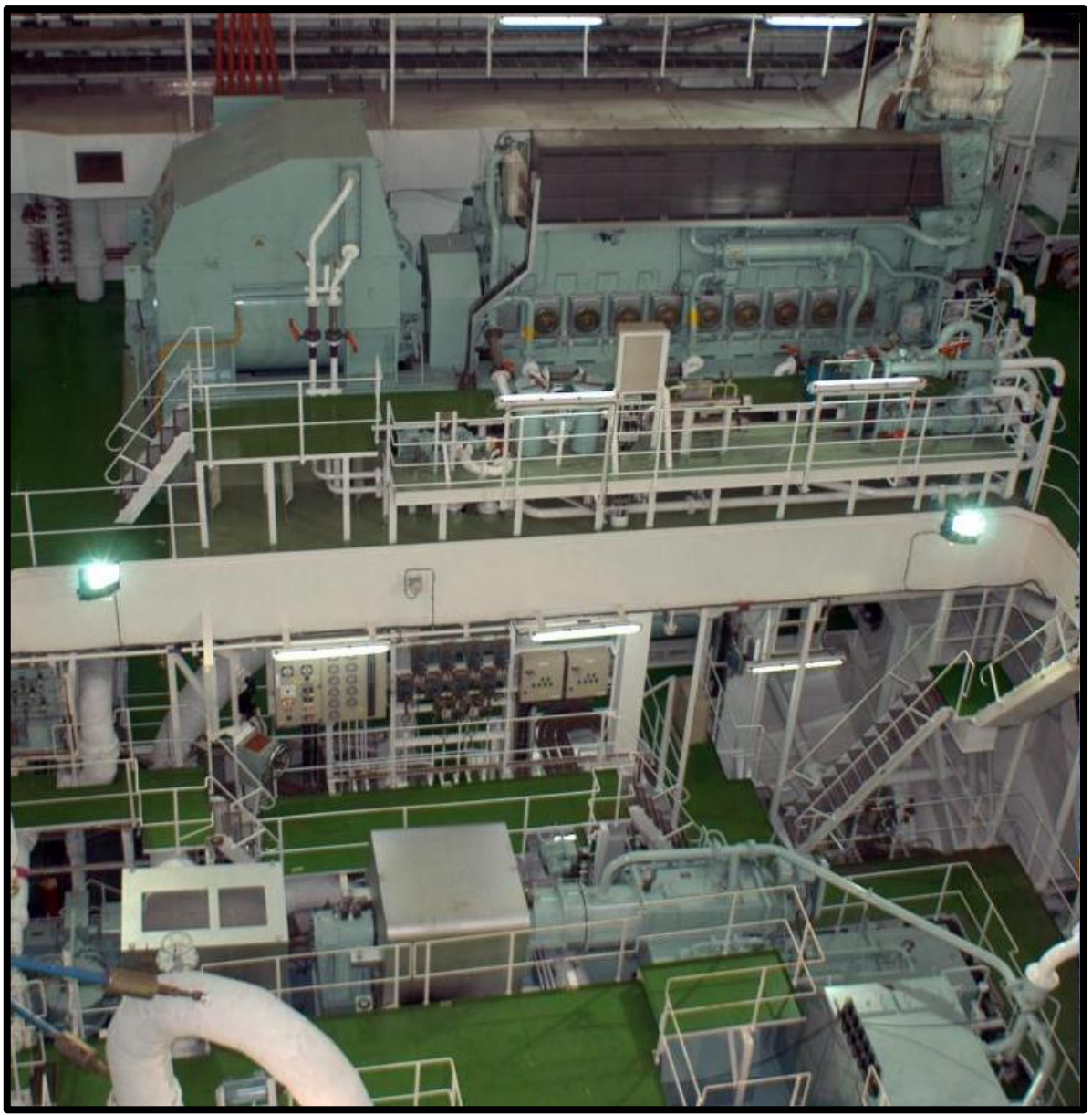


Ilustración 8 - Sala de máquinas con el generador diesel Wärtsilä Vasa 9R32LND

- **Tuberías y válvulas:**

La firma Cálculos y Proyectos Procal ha contribuido a la construcción del buque montando los sistemas de tuberías GRE (Epoxy reforzado con fibra de vidrio). La tubería ha sido suministrada por Ameron y elaborada por Procal. Esta firma ha sido responsable del montaje, pruebas de taller, pruebas a bordo y pruebas de funcionamiento, suministrando los elementos adicionales para entrega llave en mano y colaborando con Ameron en el cálculo de esfuerzos para el dimensionamiento de soportes. Se han empleado tuberías Ameron, con instalación a cargo de Procal en la práctica totalidad de los circuitos de maquinaria, en diámetros desde 2" hasta la 56" de los circuitos de AS de refrigeración del condensador principal.

Dennis Nakakita ha suministrado la instalación de todas las válvulas telemandadas con accionamiento hidráulico de doble y simple efecto y el equipo de control remoto hidráulico, además las válvulas de vapor, condensados de vapor, y válvulas esenciales para todos los servicios del buque.

- **Equipo electrónico:**

Redcai S.A. fue elegida por *IZAR* para el suministro e instalación de los equipos de gobierno, navegación y comunicaciones, además de las consolas del puente.

Kongsberg Maritime ha suministrado un avanzado sistema de automatización, que integra la mayoría de las funciones de control del buque. La automatización cubre también el sistema de tratamiento de gas, suministrado por la compañía suizo-francesa *Cryostar*.

Cada buque incluye acomodación para 40 personas en camarotes de clase capitán (2), oficial senior (5), oficial junior (13), tripulación (16) y auxiliares para Canal de Suez (4). Los espacios públicos incluyen comedor y salón de tripulación y oficiales, oficinas de cubierta, máquinas y capitán, gimnasio y sauna. Los espacios de control incluyen control de carga, puente/cuarto de radio y local C.I. Los espacios de hotel incluyen cocina, gambuzas seca y refrigerada, lavandería y paños. Dispone también el buque de espacios sanitarios, incluyendo hospital. El coste de este buque rondaría entre los 220 y 260 millones de euros.

6.3. Estudios realizados para definir la solución adoptada

Los sistemas de energía eléctrica en los LNGC de hoy consisten en plantas de energía de alto voltaje (HV) relativamente grandes y modernas con convertidores de frecuencia para el control de los compresores de propulsión y de gas. Esto aporta algunos nuevos requerimientos y oportunidades para la operación y mantenimiento que los diferencian de la anterior generación de GNLCs.

Tradicionalmente desde la década de 1960 los buques metaneros han sido equipados con una planta de propulsión de turbina de vapor convencional junto con una red eléctrica de bajo voltaje (LV) para el suministro a las bombas de carga y otros consumidores eléctricos. Como los buques han ido creciendo en tamaño, la potencia eléctrica instalada aumentó en consecuencia, principalmente debido a la necesidad de una mayor capacidad de las bombas de carga. Cuando el tamaño de los buques superó los 130.000 m³ los requisitos de potencia eléctrica total instalada se incrementaron normalmente por encima de 10 MW, que conduce a un rango de cortocircuito de la red eléctrica de LV muy alto, el sistema de HV se introdujo en el año 2000 en los LNGCs. Sistemas de 6,6 kV o 3,3 kV se instalaron junto con bombas HV y compresores para el manejo de la carga, pero todavía con propulsión por turbina de vapor. En 2003, con la introducción de alternativas significativas para utilizar el gas de evaporación en los motores, los primeros metaneros DFEP se ordenaron en Francia por Gaz de France.

El factor principal para el cambio de sistema de propulsión era la mejora de eficiencia general, pero también debe hacerse hincapié en otros factores como la menor potencia instalada total, menores emisiones, mejora de la maniobrabilidad, etc. Básicamente la misma planta de energía HV utilizada para los LNGCs convencionales está instalado en estos buques, excepto por el equipamiento adicional del sistema de accionamiento de velocidad variable para la propulsión y el aumento en la potencia del generador para cumplir los requerimientos de propulsión. Otros sistemas de propulsión como el motor diesel de dos tiempos de accionamiento directo con planta de relicuefacción también se ordenaron en 2004 para metaneros por encima de 210.000 m³. Estos buques también requieren de una gran planta de energía de HV instalada para la manipulación de la carga y la planta de relicuefacción. Como la planta relicuación requiere compresores de gas

de hasta 6 MW, soluciones de convertidor son necesarias con el fin de arrancar y operar los motores de los compresores de relicuefacción.

Otros sistemas de propulsión alternativos también están en discusión, como la propulsión eléctrica con turbina de gas. Este sistema utiliza turbinas de gas como motores primarios, sin embargo la distribución eléctrica y sistema de propulsión será el mismo que para el sistema de propulsión eléctrica de doble combustible.

La propulsión eléctrica de doble combustible se ha convertido en la solución preferida para nuevas construcciones de buques LNG en el rango de los 140.000 m³ a los 200.000 m³. En los últimos años sólo unos pocos fueron ordenados con el sistema tradicional de propulsión de turbina de vapor, y la propulsión de dos tiempos con planta de relicuefacción es, hasta ahora, sólo seleccionada para buques GNL con capacidades superiores a los 210.000 m³.

Todos estos diferentes sistemas de propulsión requieren una planta de energía de alto voltaje, ya sea para suministrar solamente energía a la planta de carga y/o alimentar instalación de relicuación o combinado con propulsión eléctrica. Para los buques de propulsión de turbinas de vapor la utilización de esta planta es relativamente baja al operarse las bombas de carga solamente en la terminal de descarga. El sistema de propulsión de dos tiempos requiere una planta de energía aún mayor debido a los compresores relicuefacción de 5-6 MW. La utilización de esta planta de energía es ligeramente mayor que para la turbina de vapor, pero también en esta alternativa el sistema de energía de alta tensión sólo se utiliza totalmente en la terminal de descarga. Además, los métodos de arranque se discuten para los compresores de relicuefacción, pero el uso de convertidor de frecuencia es la única solución para asegurar una planta estable y fiable.

Los LNGCs de propulsión eléctrica combinan el sistema de energía de alta tensión tanto para el manejo de la carga como para la propulsión; por lo tanto, la potencia total instalada es menor que para cualquier otro tipo de propulsión. Los convertidores de frecuencia también son parte natural de los sistemas de propulsión eléctrica. En un sistema de energía eléctrica de este tamaño y complejidad debe hacerse una consideración especial a las características esenciales como los niveles de cortocircuitos, distorsión armónica, condiciones transitorias, arranque de grandes consumidores, etc.

- **De la turbina de vapor a la electricidad por gas**

Aunque la turbina de vapor es muy fiable y casi no precisa mantenimiento, las calderas de que depende exigen un mantenimiento regular. Por lo general se instalan calderas dobles para mejorar la fiabilidad; sin embargo, el rendimiento térmico de este tipo de sistema es inferior al 30%. Otras alternativas, como los motores de combustión, se sabe que tienen rendimientos del 45% al 50%; por lo tanto, son enormes las posibilidades de ahorrar combustible cambiando el sistema de propulsión.

La introducción de la tracción eléctrica en la propulsión de LNGC puede parecer una medida radical, pero en realidad el movimiento hacia la propulsión eléctrica fue un proceso evolutivo. Al aumentar el tamaño de los buques, también lo hizo la necesidad de instalar energía eléctrica a bordo principalmente para hacer funcionar las bombas de mayor tamaño para la carga. Los requerimientos de energía a bordo se incrementaron tanto que instalaciones de 440 V no podían manejar la carga con seguridad, lo cual condujo a la introducción de cuadros de distribución de media tensión. La potencia eléctrica instalada se aumentó a más de 10 MW para los buques de transporte de 140.000 m³ de capacidad, lo que exigió equipos de a bordo de alta tensión.

En el año 2000, el fabricante de motores Wärtsilä presentó en el mercado motores de combustión de dos combustibles que podían trabajar tanto con gas como con diésel. Estos motores de 4 tiempos estaban diseñados básicamente para producir energía eléctrica, funcionaban a régimen constante y precisaban de distribución eléctrica y sistema de propulsión para accionar la hélice. Incluso si se consideran las pérdidas de conducción eléctrica, el rendimiento total del sistema DFEP era de alrededor del 42%, mucho mayor que el 30% de las turbinas de vapor.

En 2003, Gaz de France encargó los primeros tres buques de transporte de LNG a Chantiers de l'Atlantique que irían equipados con el nuevo sistema DFEP. Otros astilleros y propietarios lo siguieron, y a finales de 2005, casi todos los nuevos pedidos de LNGCs con capacidades entre 145.000 y 170.000 m³ eran DFEP.

El Qatar Gas Project ha preferido LNGCs con capacidades de hasta 260.000 m³ que emplean un sistema de propulsión clásico con motor de dos tiempos junto con una central auxiliar para volver a licuar el gas evaporado y devolverlo a los

tanques. Sin embargo, este sistema sigue precisando una central eléctrica de alta tensión lo bastante grande para alimentar las bombas para la carga y para la planta de relacuación, que puede consumir hasta 6 MW de potencia eléctrica. Este consumo adicional es mucho mayor que las pérdidas eléctricas que se producen con la planta de propulsión eléctrica. Con una potencia de propulsión de 30 MW, las pérdidas eléctricas en la planta de propulsión serían de menores a 2,5 MW.

El sistema DFEP no sólo suministra eficiencia energética, sino que también permite una mayor capacidad de carga ya que la configuración es más flexible que en sistemas de propulsión mecánicos. Se pueden montar los motores en una cubierta de nivel superior, reduciendo el volumen de conducciones de gases de escape que suele necesitarse cuando los motores se colocan en cubiertas inferiores. No existe conexión mecánica entre los equipos (es decir, generadores, convertidores, transformadores y motores de propulsión) sino únicamente cables, de forma que se pueden disponer de forma que se optimicen las ganancias de espacio. Esto ha supuesto que se haya podido ampliar la capacidad de los LNGCs normalizados de unos 150.000 m³ en más de un 6%, sin variar las dimensiones exteriores de los buques.

El sistema DFEP incluye dos tecnologías principales: motores de dos combustibles y cuatro tiempos, bastante nuevos en el mercado general y aún más para buques, y propulsión eléctrica, nueva para el mercado del transporte de LNG, pero usada desde mediados de la década de 1980, en buques de crucero.

En la configuración más usual, la central eléctrica se compone de cuatro motores de dos combustibles y velocidad media, cada uno de ellos con un generador. La central eléctrica de alta tensión se divide en cuatro secciones distintas, dos subestaciones principales y dos para carga. La razón para separar los dos tipos de subestación es simplemente la de optimizar la disposición espacial de la instalación. El sistema de propulsión también se divide en dos sistemas separados de accionamiento, cada uno con un transformador, un convertidor de frecuencia y un motor de propulsión. Por último, los dos motores están enlazados mecánicamente por medio de una caja de engranajes común, con un eje secundario hacia la hélice. Este sistema combina sencillez y fiabilidad.

Existe una redundancia suficiente para mantener el funcionamiento de la hélice incluso si los trabajos de mantenimiento o reparación obligan a parar alguno de los motores o alguna de las redes eléctricas. El sistema de la hélice es casi idéntico mecánicamente al del sistema clásico de turbina de vapor, con una caja de engranajes y un árbol secundario único hacia la hélice.

Los requisitos de potencia de propulsión para LNGCs se encuentran en la gama de 25 a 30 MW, lo que representa que cada motor de propulsión debe tener entre 12,5 y 15 MW. Las características de potencia varían en función de los requisitos de potencia y velocidad del buque y del diseño del casco.

Ventajas del sistema DFDE frente al sistema de turbina de vapor convencional:

- Mejora de la eficiencia térmica de la planta propulsora, tanto en navegación como en puerto.
- Menor potencia instalada, ya que la planta de energía sirve tanto para propulsión como en puerto.
- Aumento de la redundancia con 4 motores primarios y dos líneas de accionamiento independientes.
- Aumento de la capacidad de carga dentro de las mismas dimensiones globales del buque.
- Las tripulaciones con experiencia diesel-eléctrica están más disponibles que las tripulaciones con la certificación de vapor.
- Es más fácil de operar y más rápido de poner en marcha y apagar.

Sin embargo, también tiene algunas desventajas frente a la turbina de vapor:

- Las turbinas de vapor han demostrado ser muy fiables en el tiempo, más incluso que los motores diesel.
- Las plantas de turbinas de vapor necesitan menos mantenimiento que los motores diesel.
- Los motores diesel tienen un mayor consumo de aceite de lubricación.
- Los buques DFDE necesitan equipos adicionales para manejar el exceso de boil-off.
- Las turbinas de vapor son muy flexibles en cuanto a los tipos de combustible y las proporciones de mezcla, mientras que los motores diesel de doble combustible funcionan o en modo gas o en modo diesel.

○ Costes de combustible

Uno de los argumentos en contra del accionamiento eléctrico tiene relación con las pérdidas en la transmisión eléctrica entre el motor y la hélice, como se ilustra:

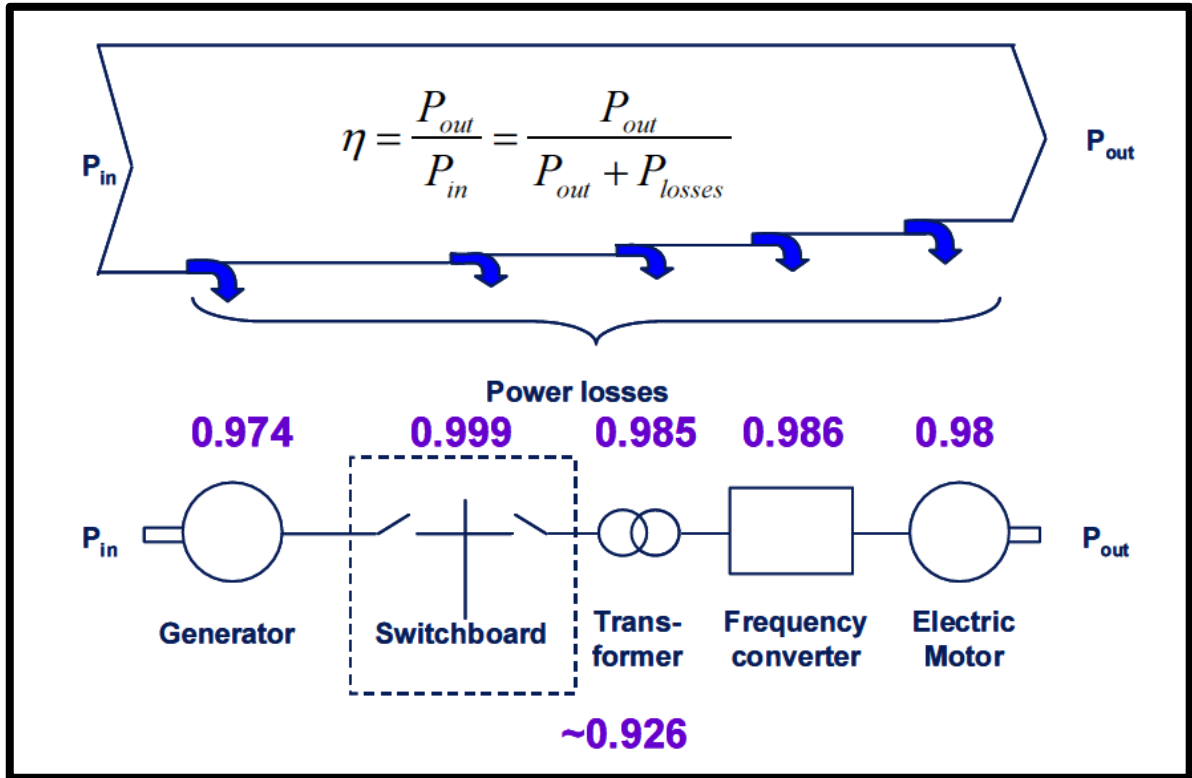


Ilustración 9 - Pérdidas en la transmisión eléctrica

En efecto, hay pérdidas de transmisión eléctrica por debajo del 8%, pero incluso con estas pérdidas el sistema DFDE es mucho más eficiente que un sistema de turbina de vapor. La eficiencia térmica del motor diesel de DF en modo gas es de aproximadamente un 47%. Por lo tanto, la eficiencia térmica en la salida del motor eléctrico a la caja de cambios sería del 43,5%.

En la actualidad, todos los sistemas de propulsión eléctrica para LNGC tienen motores eléctricos de velocidad media que transmiten la potencia a la hélice a través de una caja de engranajes, porque estos motores son más baratos y pequeños que los motores eléctricos de baja velocidad. Incluyendo las pérdidas en la caja de engranajes (1,5%) y las pérdidas en el eje (1%), la eficiencia térmica total del sistema de propulsión DFDE es de aproximadamente 42,5%, cifra muy favorable en comparación con el sistema de turbina de vapor, de menos del 30%. La reducción del consumo de combustible en un 30-40% tiene un impacto significativo sobre el precio de coste total del LNG que está siendo transportado.

○ Configuración de la planta de energía

Durante la carga y el viaje en lastre la planta de energía suministra la carga de propulsión, la carga de trabajo y la carga de habilitación mientras que en puerto suministra la carga de operaciones de carga, habilitación y otros consumidores.

La disposición de múltiples motores permite que el sistema de administración de energía (PMS) arranque o apague motores para que coincidan la generación de energía y el consumo de potencia. Típicamente, los LNGCs DFDE actuales equipan tres motores diesel de doble combustible Wärtsilä 12V50DF y uno 6L50DF para proporcionar alrededor de 38,5 MW de potencia eléctrica.

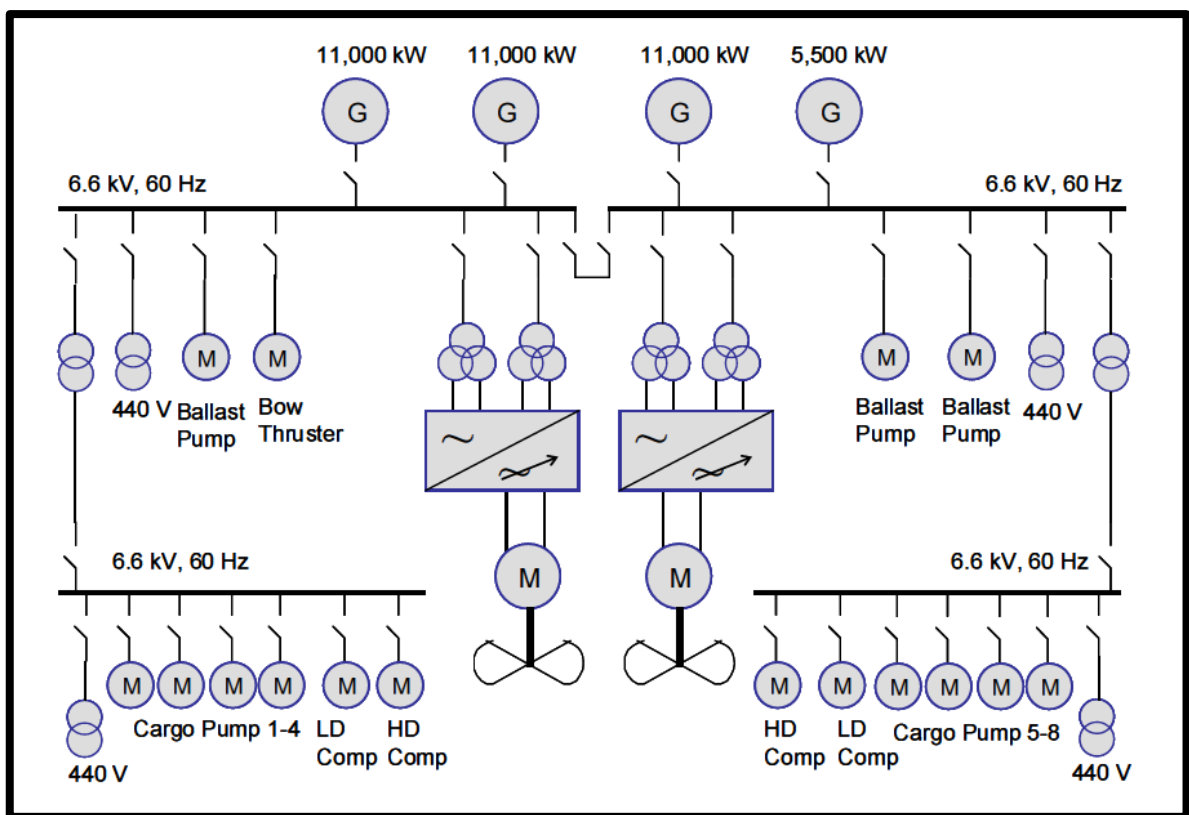


Ilustración 10 - Diagrama del sistema de propulsión eléctrica con doble hélice

Esta configuración permite que el generador pequeño permanezca fuera de línea cuando se navega a plena carga. Dependiendo de la programación de la embarcación y la curva velocidad-potencia del buque podría ser posible operar con un motor grande fuera de línea para mantenimiento durante el viaje en lastre. Al conectar el generador pequeño debe generar energía suficiente para dar servicio a todos los consumidores cuando se requiere la parada de un generador grande. Esta configuración es adecuada para buques de una o dos hélices.

Una alternativa interesante es la disposición que el astillero STX, en Corea, diseñó para su primer LNGC de propulsión eléctrica. Cuenta con cinco motores diesel de doble combustible MAN 8L51/60, equipados con sistemas de recuperación de calor en el escape de cada motor. Estas calderas de calor residual producen vapor para un generador de turbina de vapor con una salida de unos 2 MWe. El sistema de recuperación de calor aumenta la eficiencia térmica de la planta de energía y la distribución de la planta de potencia permite mantener un motor fuera de línea en cualquier momento, facilitando el mantenimiento.

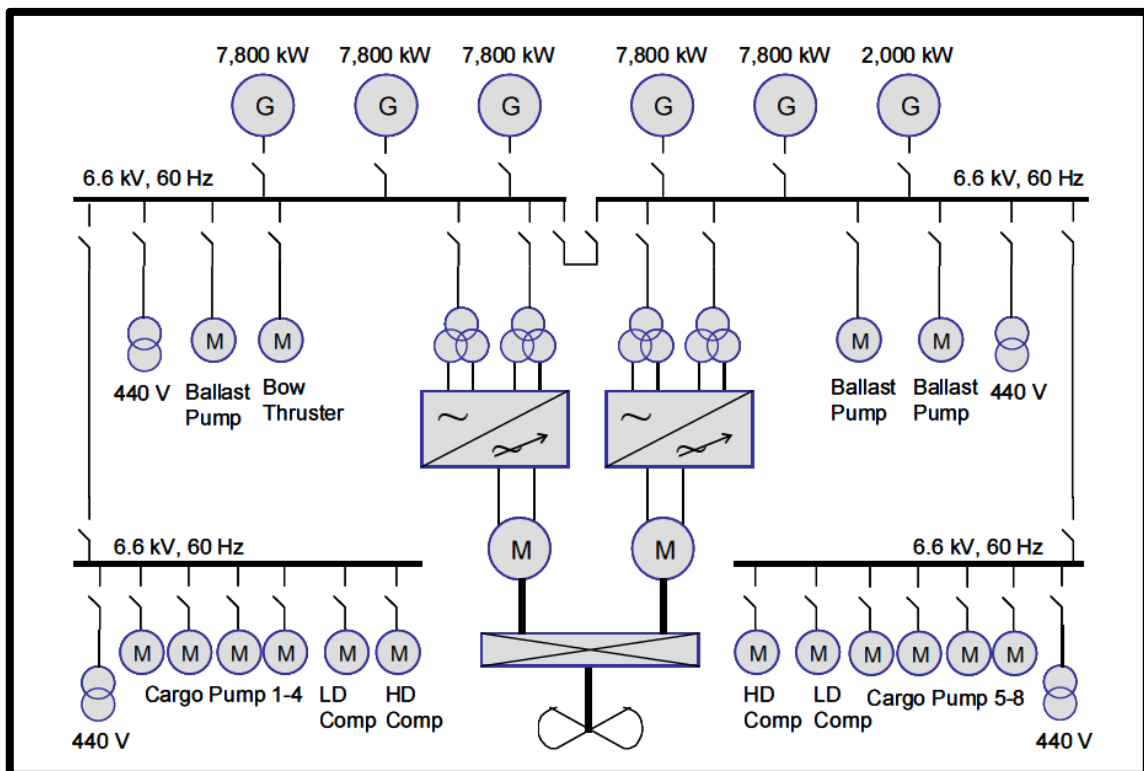


Ilustración 11 - Diagrama del sistema de propulsión eléctrica de STX Shipbuilding

○ Redundancia

La disposición de motores múltiples hace que los buques sean menos sensibles a un solo fallo en uno de los motores. En el peor de los casos, un fallo en uno de los motores podría tener algún impacto en la velocidad de la embarcación, pero no va a poner en peligro el funcionamiento seguro de la nave.

Un estudio de la disponibilidad del sistema realizado por ABB Marine concluyó que la pérdida en la velocidad del buque con respecto a la cantidad de potencia de propulsión disponible en el caso de un fallo es bastante limitada en cualquiera de los casos mencionados.

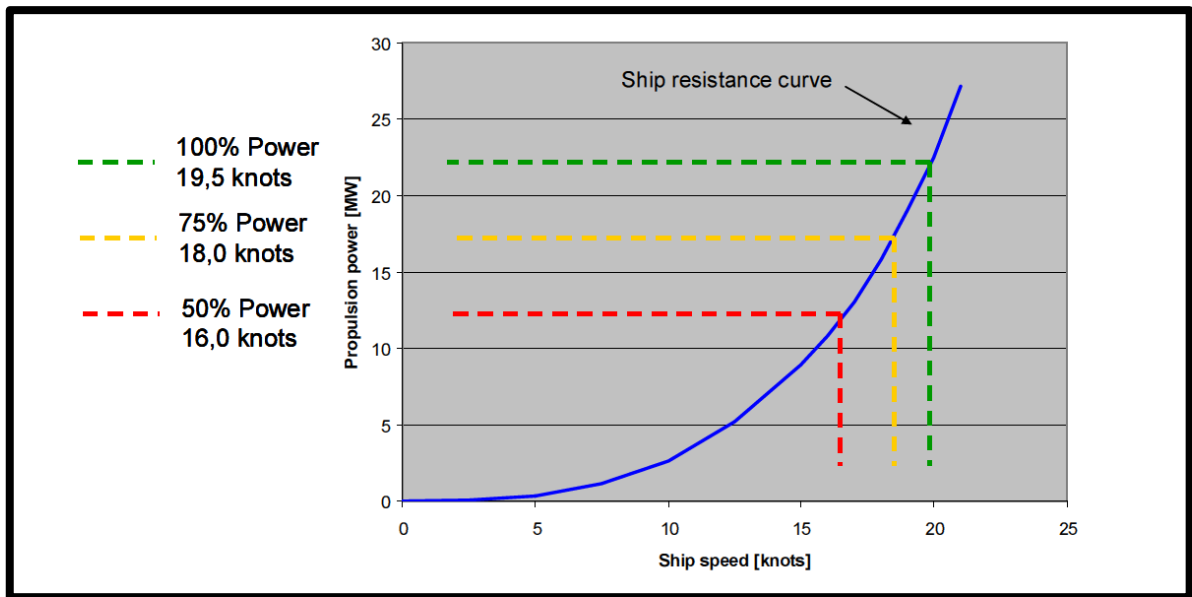


Ilustración 12 - Curva de velocidad-potencia para un LNGC

○ Incremento de la capacidad de carga

Un gran número de estudios se han centrado en el incremento de la capacidad de carga que se podría obtener cambiando a la propulsión DFDE. Al comparar el tamaño de la sala de máquinas del LNGC de vapor convencional con el DFDE LNGC, sería posible mover el mamparo de la sala de máquinas más a popa cuando se utiliza propulsión DFDE. Los sistemas de propulsión eléctricos permiten situar los motores primarios alejados del eje de la hélice, en zonas donde hay más espacio. Al tener sólo los motores de propulsión y la reductora en la parte superior de los tanques la sala de máquinas puede reducirse sustancialmente. El argumento de ahorro de espacio se ve reforzado por el menor consumo de combustible del DFDE, ya que al ser menor, menos cantidad de combustible tiene que ser transportada, ahorrando espacio y peso adicional.

Sin embargo, este espacio de carga adicional se encuentra principalmente en la zona del tanque número 4, justo delante del mamparo de la sala de máquinas, donde el casco comienza a disminuir en tamaño hacia la hélice. Alargar demasiado el tanque 4 daría como resultado problemas de sloshing. La capacidad adicional de carga también se traduce en un mayor costo para la construcción del sistema de contención, y los tanques con geometría complicada son más caros de construir. Sin los datos de ingeniería del astillero es difícil predecir el coste de la capacidad de carga adicional y los beneficios económicos del mismo.

- Tripulación

Mucho se ha escrito acerca de la escasez de tripulación cualificada en equipos de vapor para buques metaneros y con el cambio de tendencia hacia la propulsión DFDE esta cuestión no se resuelve del todo, ya que la flota actual es de más de 200 LNGCs impulsados por vapor que necesitarán tripulaciones durante las próximas décadas. Sin embargo, podría ser un poco más fácil para los operadores de LNGCs DFDE el encontrar tripulaciones ya que los motores diesel DF funcionan básicamente bajo los mismos principios que los motores normales de velocidad media. El sistema DF no es muy complicado de entender y ha estado presente en operaciones marinas durante algunos años. Con un poco de entrenamiento con equipo específico la mayoría de los ingenieros deben ser capaces de operar y mantener los motores correctamente.

El sistema de tracción eléctrica se compone mayoritariamente de componentes con los que la mayoría de los ingenieros de a bordo están familiarizados; cuadros eléctricos, generadores, motores eléctricos y transformadores. La única tecnología "nueva" para la tripulación que se introduce a bordo de los LNGCs DFDE son los convertidores de frecuencia que controlan la velocidad de los motores eléctricos. Estos convertidores de frecuencia no son realmente nueva tecnología, ya que se han utilizado en muchas aplicaciones exigentes en tierra durante muchos años. Hay cursos específicos de formación de equipos disponibles del OEM para entrenar a las tripulaciones en la correcta operación y mantenimiento de estos convertidores de frecuencia.

En realidad, la cuestión principal no debería ser si las tripulaciones pueden manejar la planta propulsora, si no si tienen suficiente experiencia en buques gaseros como para realizar todas las operaciones de carga de manera adecuada.

- Operaciones

El concepto EP LNGC ha demostrado ser muy fácil de operar. El PMS coincide con la fuente de alimentación y la demanda, lo que implica un funcionamiento suave y un bajo consumo de combustible. Las pruebas de mar con el primer LNGC DFDE construido en Francia por Chantiers de l'Atlantique confirmaron que el sistema de propulsión eléctrica funciona de forma excelente.

Los LNGCs DFDE actualmente en construcción están diseñados para un periodo de vida útil estimado de 30-40 años. Con unos costes en buques subiendo por encima de los 200 MUS\$, CAPEX es ciertamente una parte mayoritaria en el coste diario de propiedad y explotación de dicho buque. CAPEX de un DFDE LNGC era sobre un 2-4% superior a la de un LNGC equivalente impulsado por vapor hace un par de años. La reciente entrada de MAN en el mercado de los motores diesel de doble combustible podría reducir los precios de los motores principales. La competencia en el mercado de los sistemas de propulsión eléctrica ajustan los márgenes de beneficios en los equipos que integran los sistemas OEM. Una nueva reducción de CAPEX, debido al uso de partes más baratas de piezas puede parecer una forma atractiva de reducir el coste de propiedad. Sin embargo, hay algunas razones para no seguir este camino:

- Retraso en la entrega del buque debido a la incompatibilidad de equipos y problemas de integración, lo que deriva en reclamaciones de los fletadores.
- La existencia de múltiples proveedores de equipos complicará las reclamaciones de garantía ya que se apuntará a otros proveedores, al encargado de integrar los sistemas o al astillero como los responsables.
- El costo de los largos periodos de reparación debido a fallos en los equipos, ya que muchos de los proveedores de equipos no cuentan con una red de servicio global capaz de ofrecer servicio al momento.

- Fiabilidad

Sobre el papel es difícil de superar el sistema de turbina de vapor en términos de fiabilidad. Los motores diesel de velocidad media son un poco menos fiables que las turbinas de vapor, pero los principales componentes eléctricos han demostrado su fiabilidad en un gran número de buques de pasaje. Debido a la redundancia en el sistema de propulsión de los DFDE LNGCs se previenen situaciones de pérdida catastrófica de potencia. Con dos líneas de accionamiento independientes las posibilidades de pérdida total de potencia son muy escasas.

- Mantenimiento

Los motores diesel de velocidad media, donde se incluyen los motores diesel DF, necesitan más mantenimiento y más mano de obra para llevar a cabo el mantenimiento que los sistemas de propulsión de turbina de vapor. Wärtsilä

estima el costo de mantenimiento de los motores DF50 en unos 3,60 USD/MWh mientras que los sistemas de turbina de vapor presentan unos requisitos de mantenimiento mucho menores, aproximadamente de 0,50 USD/MWh.

Además del mantenimiento en los motores, existe también el mantenimiento requerido por el sistema de accionamiento eléctrico. Inicialmente había una gran incertidumbre acerca de estos costos, pero un examen cuidadoso de los principales representantes de estos costos ha demostrado que son sólo una pequeña fracción del costo de mantenimiento de los motores DF.

- Aceite lubricante

Los motores diesel de velocidad media tienen un mayor consumo de aceite de lubricación que las turbinas de vapor principalmente debido a que en el motor diesel el aceite se expone al proceso de combustión en los cilindros. El consumo de aceite lubricante específico para los motores DF se establece en 0,5 g/kWh cuando operan en modo gas, lo cual significa más de 100 toneladas de aceite lubricante sobre un análisis anual. Cuando operan en modo HFO el consumo puede ser mayor ya que tiene que proteger el motor contra el ataque corrosivo del azufre contenido en el combustible residual. La diferencia de propiedades entre el gas y el HFO podría hacer necesario alternar entre aceites con mayor y menor número TBN para proteger adecuadamente los motores. La recomendación era utilizar un aceite lubricante TBN 30 cuando se alterna entre HFO y gas.

- CGU

Los buques de propulsión eléctrica necesitan equipamiento adicional como una unidad de combustión de gas para manejar el exceso de gas de evaporación (BOG), mientras que los buques de turbina de vapor queman el exceso de BOG en las calderas y descargan el vapor en el condensador. El CAPEX adicional para la adquisición e instalación de la GCU están incluidos en el incremento del 2-4% en el precio inicial de un DFDE LNGC.

- Flexibilidad de combustible

En LNGCs impulsados por vapor todos los BOG de los tanques de carga se queman en las calderas para producir vapor para la turbina de vapor y cuando los requisitos de potencia son más altos que la potencia que se puede obtener sólo con BOG natural puede emplearse BOG forzado o HFO para producir vapor

adicional. En una caldera de vapor no hay ningún problema por usar diferentes combustibles de forma simultánea en cualquier relación de mezcla, lo que hace al sistema muy flexible y básicamente, puede emplearse el combustible más barato disponible en cualquier punto en el tiempo. El inconveniente es que se necesita una gran cantidad de este combustible barato, ya que la eficiencia térmica de la turbina de propulsión principal es baja.

El motor DF opera ya sea en modo gas o en modo de combustible líquido pero no es capaz de operar simultáneamente con una mezcla de gas y combustible líquido. En modo gas, para el cual está optimizado, utiliza combustible gas y la combustión se inicia con la inyección en el cilindro de una pequeña cantidad de combustible piloto MDO. La eficiencia térmica del motor en modo gas es aproximadamente del 47%, como se mencionó anteriormente. Como el motor DF está optimizado para funcionar con gas la relación de compresión se ha reducido un poco para evitar una combustión irregular, lo cual tiene un efecto negativo en la eficiencia térmica en el modo de combustible líquido. En modo de combustible líquido el motor dual opera con MDO o HFO, pero la eficiencia térmica se reduce a un 43%, lo que conduce a una eficiencia térmica del 39% para todo el sistema de propulsión eléctrica, desde el motor principal a la hélice, siendo todavía mucho mayor que el rendimiento del sistema de turbina de vapor.

La flexibilidad de combustible del motor DF combinado con su alta eficiencia térmica parece ofrecer la mejor posibilidad para reducir el costo de transporte de LNG, permitiendo seleccionar el combustible más barato disponible dentro de las limitaciones del contrato de fletamento y la adecuada gestión de los BOG.

En una publicación muy interesante llamado *“Marine engines, catalytic fines and a new standard to ensure safe operation”*, el fabricante de motores MAN B&W Diesel junto con Alfa Laval y BP Marine, concluye que en cualquier lugar en los próximos 30 años el HFO perderá su estatus como el combustible marítimo más barato debido a las mejoras en los procesos de cracking en las refinerías que convierten el crudo en destilados. Estas mejoras dejan menos residuos de refinería disponibles para mezclar en combustibles residuales. Existe una tendencia notablemente lineal de que la cantidad de combustible residual que se produce a partir de un barril de crudo disminuye entorno a un 4,6% cada década. En 1990, sobre un 20% de un barril de crudo era procesado en el fuel oil residual

frente al 14% en 2004. Este proceso puede continuar con el aumento de demanda de destilados y habrá un número cada vez mayor de competidores por la cantidad decreciente de combustible residual, especialmente buques portacontenedores y graneleros que no tienen combustible alternativo aparte de destilados más caros.

Los LNGCs tienen la opción de utilizar BOG de la carga e incluso algunos pueden vaporizar GNL adicional para cubrir toda la demanda de potencia. Con cada vez más países que descubren que pueden generar ingresos de sus yacimientos de gas mediante la exportación del gas en forma de LNG, parece que el mercado de GNL no se quedará sin suministro en el futuro a medio plazo. El uso del gas como combustible en los LNGCs también tiene la ventaja añadida de que es más amigable con el medio ambiente en términos de emisiones que el HFO o incluso el MDO. Ya que es difícil predecir exactamente hacia dónde van los mercados, la capacidad multi-combustible es definitivamente una ventaja para cualquier LNGC.

- Conclusión

El sistema de propulsión diesel-eléctrico de doble combustible se ha ganado una sólida posición en el mercado del transporte marítimo de LNG en los últimos años a expensas del sistema de propulsión de turbina de vapor. Tanto el DFDE como la propulsión a vapor tienen sus ventajas e inconvenientes específicos. Actualmente, en términos de CAPEX ambas soluciones están más o menos a buen nivel frente al aumento de la competencia que está poniendo los márgenes de beneficio OEM bajo presión. En términos de consumo de combustible la victoria es clara para el LNGC DFDE con un ahorro de combustible de hasta un 35% y, dado que el costo del combustible es el segundo factor de costo más importante por detrás del CAPEX, esto tiene un gran impacto en el coste de propiedad y operación. En cuanto a los costes de mantenimiento y consumo de aceite lubricante, el sistema de turbina de vapor tiene ventaja, pero el ahorro total no puede compensar la desventaja de los costes de combustible de la turbina de vapor. La mayor fiabilidad del sistema de turbina de vapor se ve compensado por la redundancia en el sistema de propulsión DFDE.

6.4. Interfaces con otros sistemas

El proyecto debe adaptarse al mercado del LNG, del cual forma parte como uno de los eslabones de la llamada “cadena integrada del LNG” siendo inevitable la compatibilidad entre los elementos de los sistemas del buque que interactúan con elementos de sistemas de tierra, como las terminales de carga y recepción de LNG. Así, para poder conocerla de forma global, debemos hacer una toma de contacto con la mencionada cadena integrada del LNG.

- **El gas natural como producto de consumo**

A pesar de su abundancia, el gas natural tardó mucho tiempo en utilizarse masivamente debido a que en su estado normal es gaseoso y, por ende, difícil de transportar. Quedaba entonces limitado a unas pocas locaciones en las que el yacimiento de gas estaba cerca del centro de consumo.

El empleo del gas como fuente de energía se expandió alrededor del año 1800, con el gas para consumo urbano derivado del carbón utilizado para la iluminación. La demanda del gas natural aumentó durante los primeros años del siglo XX, pero su empleo siguió siendo básicamente local hasta poco después de la Segunda Guerra Mundial. La tecnología de ingeniería desarrollada se utilizó para construir gasoductos de larga distancia, seguros y confiables, para el transporte del gas natural. Este desarrollo del transporte por gasoductos permitió cubrir largas distancias y conectar los depósitos de gas a los grandes centros de consumo.

A medida que la utilización del gas natural dejó de ser local para convertirse en regional, sus aplicaciones se expandieron y se transformó de combustible doméstico en insumo petroquímico para la generación de energía eléctrica. El consumo del gas para la generación de energía tuvo su auge con la introducción de las turbinas de gas eficientes y el reconocimiento de los beneficios ambientales inherentes asociados con el gas natural.

A partir de estos desarrollos, el gas natural pasó a ocupar una porción cada vez más importante en la matriz energética. Sin embargo, su uso aún quedaba limitado al transporte por gasoducto, lo que dejaba aislado al gas descubierto en otras regiones muy alejadas de los centros de consumo o rodeadas por mares.

En 1960 se construye en Argelia la primera planta de licuefacción de gas natural con carga de base. Esta tecnología permitió, a través de sucesivas etapas de

enfriamiento, bajar la temperatura del gas natural por debajo de los -160°C , quedando en estado líquido, permitiendo transportar el fluido por barco.

Por su parte, el gas proveniente del yacimiento en flujo continuo es licuado y almacenado en grandes tanques, a la espera de ser cargado en barcos metaneros para ser transportado. En el otro extremo, se construye una terminal para la recepción de ese gas, con tanques para almacenar el fluido, teniendo flexibilidad para atender las fluctuaciones del mercado. En esta terminal el gas en estado líquido se regasifica y se acondiciona para ser inyectado en los gasoductos que lo llevarán a los centros de consumo.

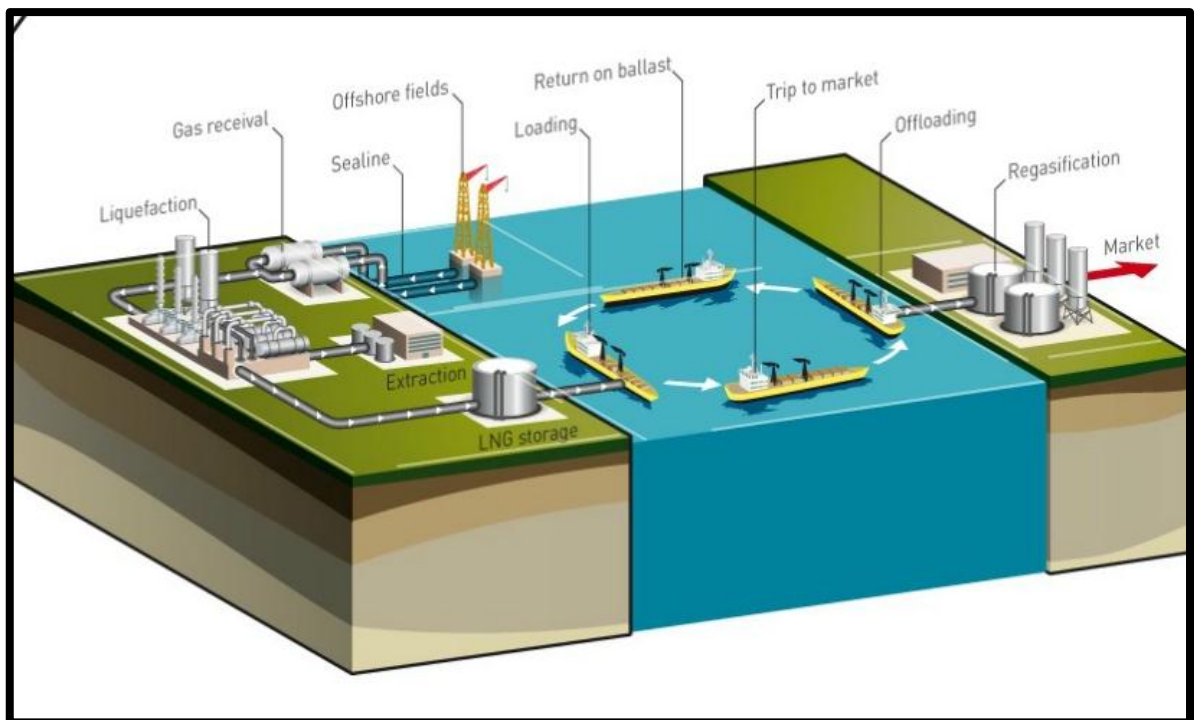


Ilustración 13 - Esquema orientativo de la cadena integrada del LNG

- **Etapas de la cadena del LNG**

- Exploración y producción

Exploración para encontrar gas natural en la corteza de la tierra y producción para llevarlo a la planta de licuefacción. La cadena de LNG hace posible el desarrollo de reservas de gas alejadas de los mercados. Además, permite monetizar el gas asociado de la producción de crudo, reduciendo el gas quemado en antorchas.

- Licuefacción y almacenamiento

Las plantas de licuación del LNG son instalaciones de procesamiento amplias y complejas. Estas plantas incluyen tres áreas separadas: limpieza del gas de alimentación, licuación y almacenamiento, y carga en embarcaciones.

Debido a las temperaturas extremadamente bajas propias de la producción del LNG, el gas de gasoductos típico debe someterse a un proceso extensivo de limpieza antes de la licuación. La eliminación de impurezas en una planta de LNG se realiza con el propósito de abordar tres problemas potenciales:

- Contaminantes, como agua y dióxido de carbono: eliminados para evitar el congelamiento durante la licuación, que podría taponar líneas y equipos.
- Nitrógeno: puede constituir una causa potencial de la estratificación en los tanques de LNG y habitualmente su concentración se reduce a $< 1 \text{ mol}\%$.
- Mercurio: eliminado hasta alcanzar un nivel inferior a $0.01 \text{ }\mu\text{g}/\text{m}^3$. Niveles más elevados corroen el aluminio de los intercambiadores de calor de la licuación y puede depositarse en instrumentos y falsear las mediciones.

Se extraen otros componentes presentes en el gas como el helio, por su valor económico y por los problemas que podría producir durante el licuado, el azufre, corrosivo en equipos y los hidrocarburos pesados, llamados condensados o gas LPG, que pueden congelarse y producir bloqueos del equipo y problemas en la combustión del gas.

Luego de la limpieza, el gas natural tratado ingresa en la sección de licuación de la planta, donde se enfría el gas tratado por debajo de -160°C . El proceso es similar al de refrigeración común: se comprimen los gases refrigerantes (propano, etano/etileno, metano, nitrógeno) y se producen líquidos fríos, que luego se evaporan a medida que intercambian calor con la corriente de gas natural.

El LNG es almacenado a -161°C en tanques de paredes dobles a presión atmosférica. El tanque de almacenaje es, en realidad, un tanque dentro de otro tanque donde el espacio anular entre las dos paredes está lleno de aislamiento. El fondo de hormigón se atraviesa con una serie de tubos que contienen resistencias de calefacción para evitar la congelación del terreno.

Al estar almacenado el LNG en condiciones de equilibrio, tanto las aportaciones de energía (calor entrante por las paredes) como las disminuciones de presión,

dan lugar a la vaporización de un pequeño porcentaje de LNG. Este gas vaporizado (boil-off) se comprime mediante compresores criogénicos y se bombea nuevamente al tanque donde se condensa.

Todas las conexiones de entrada y salida del líquido y del gas al tanque se hacen a través de la cúpula como medidas de seguridad para evitar fugas de LNG por las conexiones.

- Transporte del LNG en embarcaciones especiales

Los buques de transporte de LNG son embarcaciones de casco doble, especialmente diseñados y aislados para prevenir el goteo o ruptura en caso de un accidente. El LNG está almacenado en un sistema especial dentro del casco interior donde se mantiene a presión atmosférica y -161°C .

- Almacenamiento y regasificación

El último eslabón de la cadena de suministro de LNG es la terminal de importación. Estas terminales descargan el LNG desde la embarcación marítima y lo almacenan en tanques aislados hasta que está preparado para ser sometido al proceso de regasificación en el sistema de transmisión local.

Cuando llega el momento de su uso, la vaporización del LNG se realiza en los vaporizadores de agua de mar, que son intercambiadores de calor, verticales, abiertos, en contracorriente, donde el gas circula por los tubos y el agua de mar, procedente de la piscina de captación, resbala por el exterior de los tubos. El agua de mar utilizada en el proceso de vaporización es devuelta al mar y no sufre más alteración que la disminución de su temperatura en unos 8°C .

El gas vaporizado es después regulado a presión y entra al sistema de gaseoductos como gas natural. Finalmente, consumidores residenciales y comerciales reciben gas natural para su uso diario desde utilidades de gas locales o en forma de electricidad.

- **Entonces, ¿qué es el LNG?**

El gas natural licuado se presenta como una alternativa al transporte de gas natural por cañerías de alta presión o gasoductos. A medida que aumenta la distancia a la cual debe ser transportado, disminuyen las ventajas económicas del gasoducto frente al LNG ya que los costos de capital y operativos del gasoducto crecen exponencialmente con su longitud, mientras que un sistema de LNG tiene una sola componente variable con la distancia: el transporte marítimo, tradicionalmente mucho más económico por metro cúbico transportado.

- Propiedades físicas y composición del LNG

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos que, licuado, produce un líquido incoloro e inodoro; por lo general se transporta y se almacena a una temperatura cercana a su punto de ebullición a presión atmosférica ($\approx -160^{\circ}\text{C}$).

La composición real del LNG variará según su origen y proceso de licuefacción, pero el componente principal siempre será el metano; otros constituyentes serán pequeños porcentajes de hidrocarburos más pesados como etano, propano, butano, pentano y posiblemente un pequeño porcentaje de nitrógeno.

		Metano [CH ₄]	Etano [C ₂ H ₆]	Propano [C ₃ H ₈]	Butano [C ₄ H ₁₀]	Pentano [C ₅ H ₁₂]	Nitrógeno [N ₂]
Peso molecular		16'042	30'068	44'094	58'120	72'150	28'016
Punto de ebullición a 1 bar absoluto (°C)		- 161'5	- 88'6	- 42'5	- 5	36'1	- 196
Densidad del líquido en el punto de ebullición (kg/m ³)		426	544'1	580'7	601'8	610'2	0'8086
Límites de inflamabilidad en el aire en volumen (%)		5'3 - 14	3 - 12'5	2'1 - 9'5	2 - 9'5	3 - 12'4	No inflamable
Temperatura de auto ignición (°C)		595	510	468	365/500	-	-
Poder calorífico a 15°C (kJ/kg)	Normal	55559	51916	50367	49530	49069	-
	ISO	-	-	-	49404	48944	-
Calor de vaporización en el punto de ebullición (kJ/kg)		510'4	489'9	426'2	385'2	357'5	199'3

Tabla 3 – Propiedades físicas de los principales constituyentes del LNG

Durante un viaje por mar normal, el calor se transfiere a la carga de LNG a través del aislamiento del tanque de carga, haciendo que parte de la carga se vaporice, es decir, boil-off. La composición del GNL varía debido a esta ebullición ya que los componentes más ligeros, con puntos de ebullición inferiores a presión atmosférica, se vaporizan primero. Por lo tanto, el LNG descargado tiene un contenido más bajo de nitrógeno y metano que el LNG que se cargó, y un porcentaje ligeramente mayor de etano, propano y butano, debido a que el metano y el nitrógeno se vaporizan antes que los gases más pesados.

- Inflamabilidad de mezclas de metano, oxígeno y nitrógeno

El intervalo de inflamabilidad de metano en el aire (21% de oxígeno) es aproximadamente del 5,3 al 14 % en volumen. Para reducir este rango el contenido de oxígeno se reduce al 2 %, utilizando el gas inerte de los generadores de gas inerte, antes de la carga y después de dique seco.

El barco debe ser operado de tal manera que se evite en todo momento una mezcla inflamable de metano y aire. La relación entre la composición gas/aire y la inflamabilidad de todas las posibles mezclas de metano, aire y nitrógeno se muestra en el diagrama mostrado a continuación.

- Eje A-B: mezclas de oxígeno-nitrógeno sin metano presente, que van desde A [0% O₂ y 100% N₂] hasta la composición del aire atmosférico en B [21% O₂ y 79% N₂].
- Eje A-C: mezclas metano-nitrógeno sin oxígeno presente, que van desde A [0% CH₄ y 100% N₂] hasta C [100% CH₄ y 0% N₂].

El diagrama se compone de tres zonas principales:

- Área E-D-F o zona inflamable: cualquier mezcla cuya composición está representada por un punto dentro de esta área es inflamable.
- Área H-D-F-C: cualquier mezcla cuya composición está representada por un punto dentro de esta área es capaz de formar una mezcla inflamable al mezclarlo con aire, pero contiene demasiado metano para encender.
- Área A-B-E-D-H: cualquier mezcla cuya composición está representada por un punto dentro de esta zona no es capaz de formar una mezcla inflamable cuando se mezcla con aire.

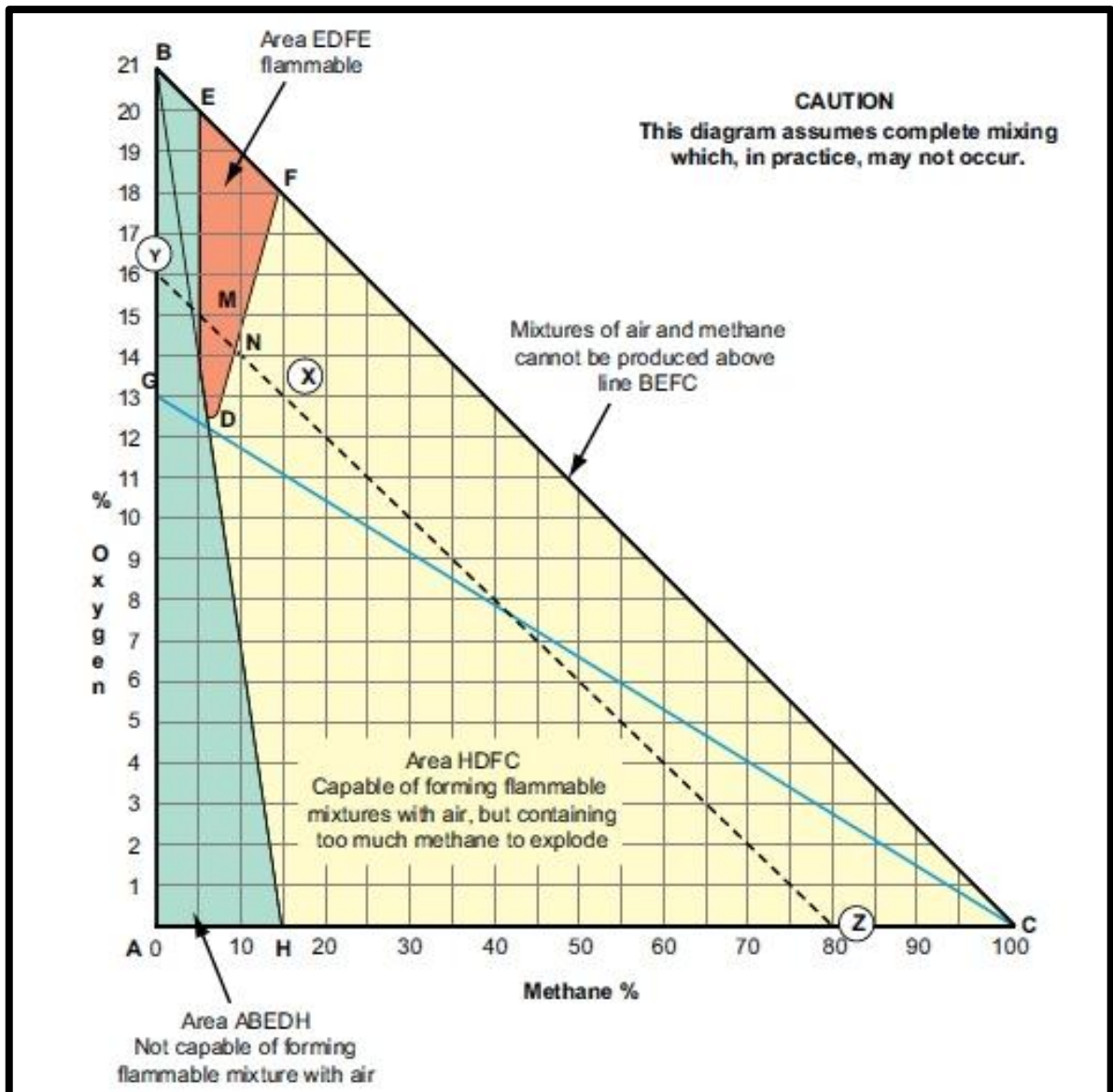


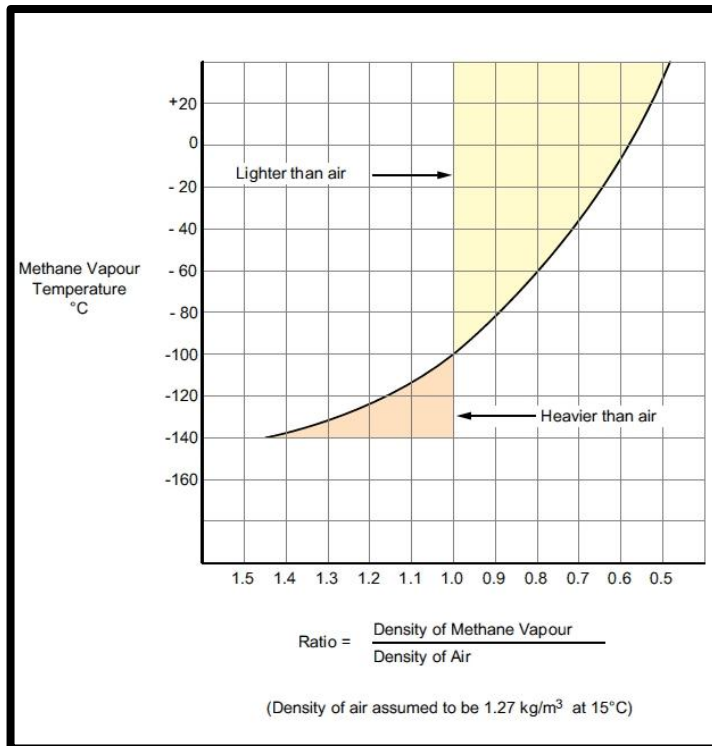
Ilustración 14 - Inflamabilidad de mezclas de metano, oxígeno y nitrógeno

Para evitar mezclas inflamables en los tanques de carga y tuberías:

- Los tanques y tuberías que contienen aire deben ser inertizados con nitrógeno como gas inerte antes de admitir el metano y hasta que todos los puntos de muestreo indiquen un contenido de oxígeno del 5% o inferior.
- Los tanques y las tuberías que contienen metano deben ser inertizados con nitrógeno como gas inerte antes de admitir aire y hasta que todos los puntos de muestreo indiquen un contenido de metano del 5% o inferior.

El vapor de ebullición (boil-off) del LNG es más ligero que el aire a temperaturas de vapor por encima de -110°C , o superiores dependiendo de la composición de

LNG, por lo tanto, cuando el vapor se ventea a la atmósfera tiende a elevarse por encima de la salida de ventilación y se dispersa rápidamente. Cuando el vapor frío se mezcla con el aire ambiente la mezcla de aire-vapor aparecerá como una nube



blanca fácilmente visible por la condensación de la humedad en el aire. Es seguro asumir que el rango de inflamabilidad de la mezcla no se extiende mucho más allá del perímetro de la nube. La temperatura de auto-ignición del metano, es decir, la temperatura más baja a la cual el gas debe ser calentado para causar combustión mantenida es de 595 °C.

Ilustración 15 - Densidad relativa del metano y el aire

○ Peligros y seguridad con el LNG

Los peligros para la seguridad son causados por las propiedades físicas del LNG en sí y del gas resultante cuando se evapora. Estos peligros son las temperaturas criogénicas, y las características y combustibilidad de la dispersión del gas.

La cadena de producción y distribución de LNG está diseñada para evitar fugas y prevenir incendios. El combate de un fuego de LNG es muy similar a uno de gasolina o gas-oil, no habiendo peligro de explosión en lugares abiertos. Los operadores que manipulan el LNG siempre han implementado programas de seguridad aunque últimamente han adquirido mayor relevancia.

Si bien el LNG ha suscitado algunas críticas con respecto a la seguridad, los registros de la industria hablan por sí solos. La necesidad de llevar el gas natural remoto a los mercados locales asegura que esta tecnología continuará desempeñando un rol significativo en el ámbito energético.

Dos generadores de turbina de vapor y un generador diesel llevan la potencia total instalada a un nivel de entre 10 y 12 MW. En la mayoría de los LNGCs el cuadro de distribución de alta tensión se divide en 4 secciones, es decir, dos cuadros generales y dos cuadros de carga. Normalmente todas las bombas de carga de HV y compresores están instalados en el cuadro de distribución de carga, y las bombas de lastre y hélices de proa se instalan en el cuadro principal.

Los costos de mantenimiento y lubricación son considerablemente más bajos que en otros sistemas pero, por otro lado, la baja eficiencia como combustible de los BOG y los mayores costos de transporte de carga son claras desventajas. Además los grandes LNGCs requieren más potencia de la que los diseños de turbinas existentes pueden ofrecer y encontrar tripulaciones calificadas para operar estos sistemas es cada vez más difícil por el crecimiento de las flotas.

- **Propulsión eléctrica con motores de doble combustible**

Con la introducción de los motores DF la propulsión eléctrica se convirtió en una alternativa altamente atractiva para los LNGCs, especialmente por el aumento de la eficiencia total de la propulsión alrededor del 40% en comparación con el sistema de turbina de vapor y una reducción de las emisiones debido a la mayor eficiencia y la posibilidad de operar 100% con gas. Otra ventaja es una potencia total instalada considerablemente menor, puesto que la planta de energía eléctrica servirá tanto al sistema de propulsión como al sistema de manipulación de la carga. El principal inconveniente es la necesidad de una GCU.

En el modo gas, los motores DF funcionan con gas natural a baja presión con un 1% de diesel añadido y pueden cambiar a diesel marino tradicional en cualquier momento. Cuando queman gas, los motores utilizan el proceso de combustión Otto mediante el cual el gas pulverizado y aire de mezcla combustionan junto con una pequeña cantidad de gasóleo como combustible piloto.

Los buques que queman BOG y/o HFO para la propulsión y generación de energía deben estar equipados para gestionar el exceso de BOG. Las unidades de combustión de gas (GCU) ofrecen una solución apropiada para quemar grandes cantidades de gas de evaporación cuando sea necesario y alimentar una planta relicuación, por ejemplo, durante una parada de uno o varios de los

motores DF. Además, se necesita una GCU para desechar el gas residual de los tanques de carga cuando tienen que inertizarse antes de una inspección.

El sistema principal de generación y distribución de energía es similar a la de los buques de turbinas de vapor. El rango de los generadores se ajusta para que coincida con la potencia de propulsión requerida y para tamaños de unos 150.000 m³ todavía es factible el uso de cuadros de control de 6,6 kV. Si el tamaño aumenta a los 200.000 m³ deben considerarse sistemas de cuadros de control de 11 kV ya que la potencia de propulsión necesaria sería mayor y en consecuencia también la capacidad del generador instalado. Sin embargo actualmente las bombas de carga sólo están disponibles hasta 6,6 kV, siendo necesarios transformadores de distribución entre el cuadro principal y el cuadro de carga.

El equipo adicional en comparación con el sistema de turbina de vapor son los sistemas de accionamiento eléctricos de velocidad variable para la propulsión. La configuración de la figura muestra un ejemplo con una sola hélice y dos motores eléctricos controlado independientemente por un convertidor de frecuencia y conectados a una caja de engranajes común.

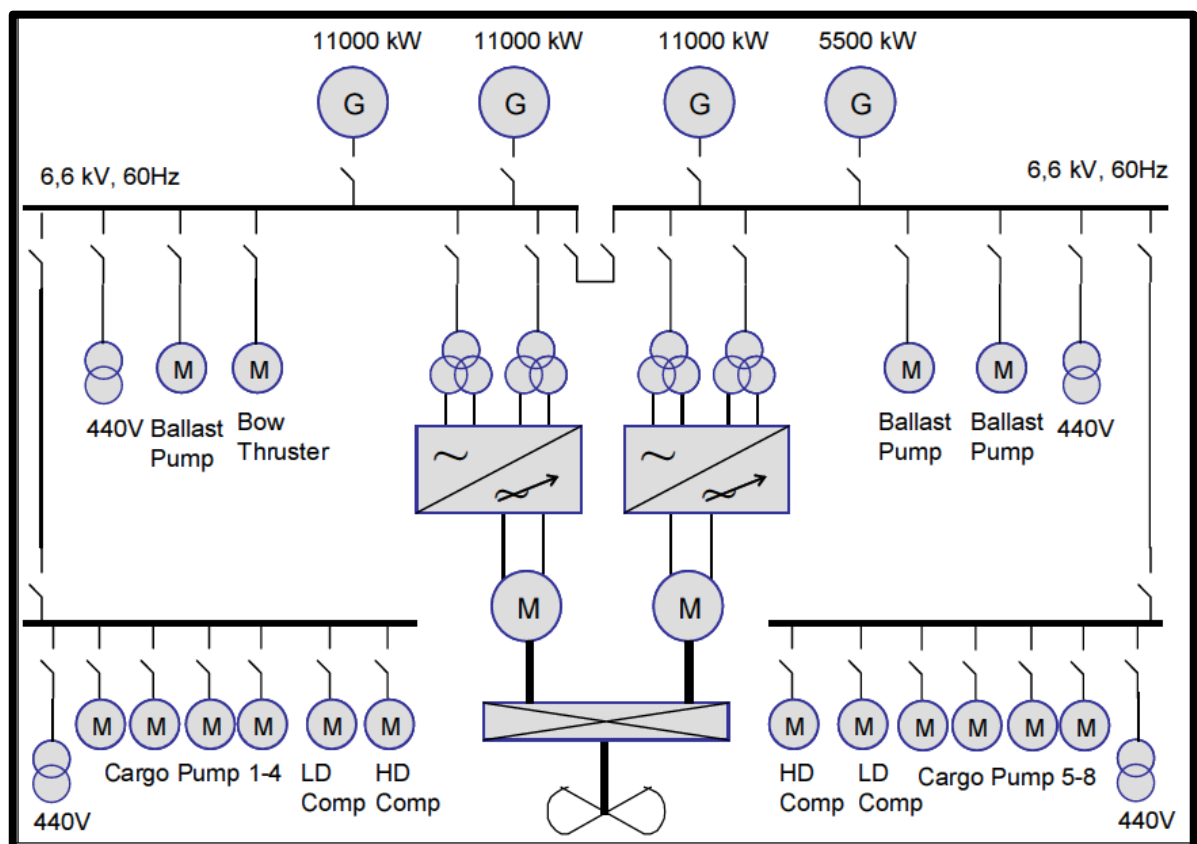


Ilustración 17 – Configuración de un sistema de energía y propulsión DFDE

- **Propulsión diesel de baja velocidad con planta de relicuefacción**

En lugar de utilizar el gas de evaporación de los tanques de carga para generar propulsión y energía eléctrica los buques son propulsados por motores diesel de baja velocidad convencionales consumiendo HFO y la energía eléctrica es suministrada por grupos electrógenos diesel HFO/MDO convencionales. El gas de evaporación es relicuado y se devuelve a los tanques de carga y una GCU adicional permite quemar los BOG en caso de una parada de la planta de relicuación. Este sistema permite transportar GNL sin ninguna pérdida de carga.

La propulsión de dos tiempos ha sido hasta ahora la elección LNGCs de más de 210.000 m³. El sistema de propulsión consta de hélices gemelas con motores de dos tiempos directamente al eje de cada hélice. Este sistema requiere de una planta de relicuefacción a bordo relativamente grande (5-6 MW) para retornar a los tanques de carga en su forma líquida el boil off del gas.

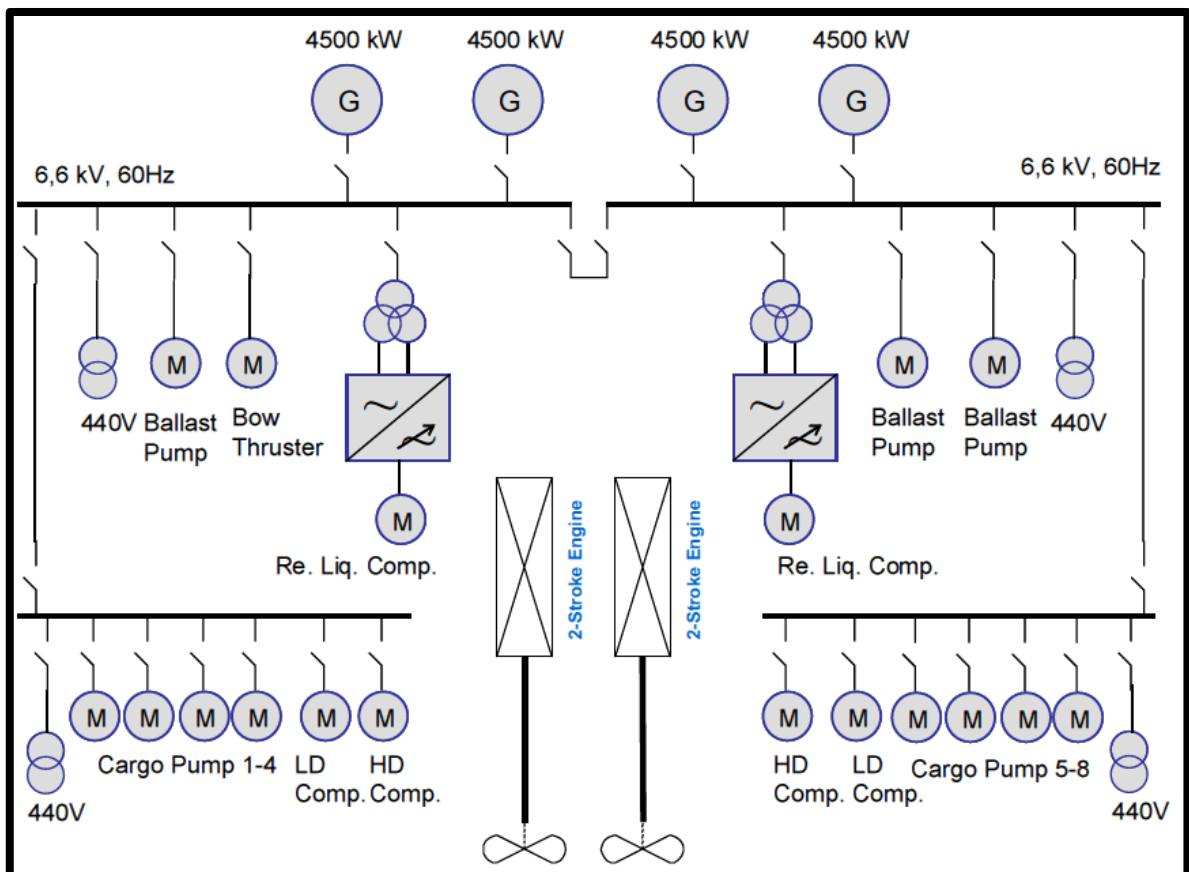


Ilustración 18 - Configuración de un sistema de propulsión de dos tiempos

El sistema principal de distribución y generación es similar a los otros sistemas, con 4 divisiones principales en el cuadro de HV y 4 generadores. En comparación

con el sistema DFDE siendo la única diferencia que las unidades de propulsión se sustituyen por las unidades de la planta del compresor de relicuefacción.

Durante los viajes en lastre, la temperatura de los tanques de carga se puede mantener pulverizando LNG relicuado en el interior de los tanques de carga, reduciendo el aumento inicial de BOG en viajes cargados. El uso de equipos de maquinaria convencional para aprovechar la conocida eficacia de los motores diesel de baja velocidad en combinación con los económicos motores diesel auxiliares puede ser una opción atractiva para grandes LNGCs.

A pesar de la alta eficiencia de propulsión para la maquinaria de dos tiempos, la eficiencia total del sistema es menor que para la propulsión DFDE ya que el funcionamiento de la planta de relicuefacción requerirá 5-6 MW de energía eléctrica adicional que, junto con las bombas de carga, requerirá una planta de energía eléctrica con 15-20 MW de potencia instalada, además de la planta de propulsión de dos tiempos.

- **Propulsión eléctrica con turbina de gas**

Otra alternativa es utilizar turbinas de gas en combinación con propulsión eléctrica. Pueden ser consideradas dos soluciones, una con dos turbinas de gas en ciclo simple y otra que combina una gran turbina de gas con una turbina de vapor en ciclo combinado. Para ambas soluciones también se consideran uno o dos generadores diesel adicionales. Este sistema, para la generación de energía, combina motores diesel, una turbina de gas y una turbina de vapor, que producen energía eléctrica para la propulsión principal y todos los sistemas auxiliares. La eficacia de esta solución estaría en el mismo rango o incluso mayor que para la propulsión DFDE, dependiendo de si se utiliza el ciclo combinado.

Se utiliza HFO o MDO para los equipos convencionales de generador diesel de media velocidad. Una turbina de gas marina, por lo general un derivado aéreo, alimentada por gas de la carga (BOG), acciona un generador conectado al sistema de energía eléctrica. Una caldera, calentada por el escape de la turbina de gas, produce vapor que mueve otro conjunto turbina/generador. Se incluye una GCU para quemar BOG en el caso de avería de la turbina de gas.

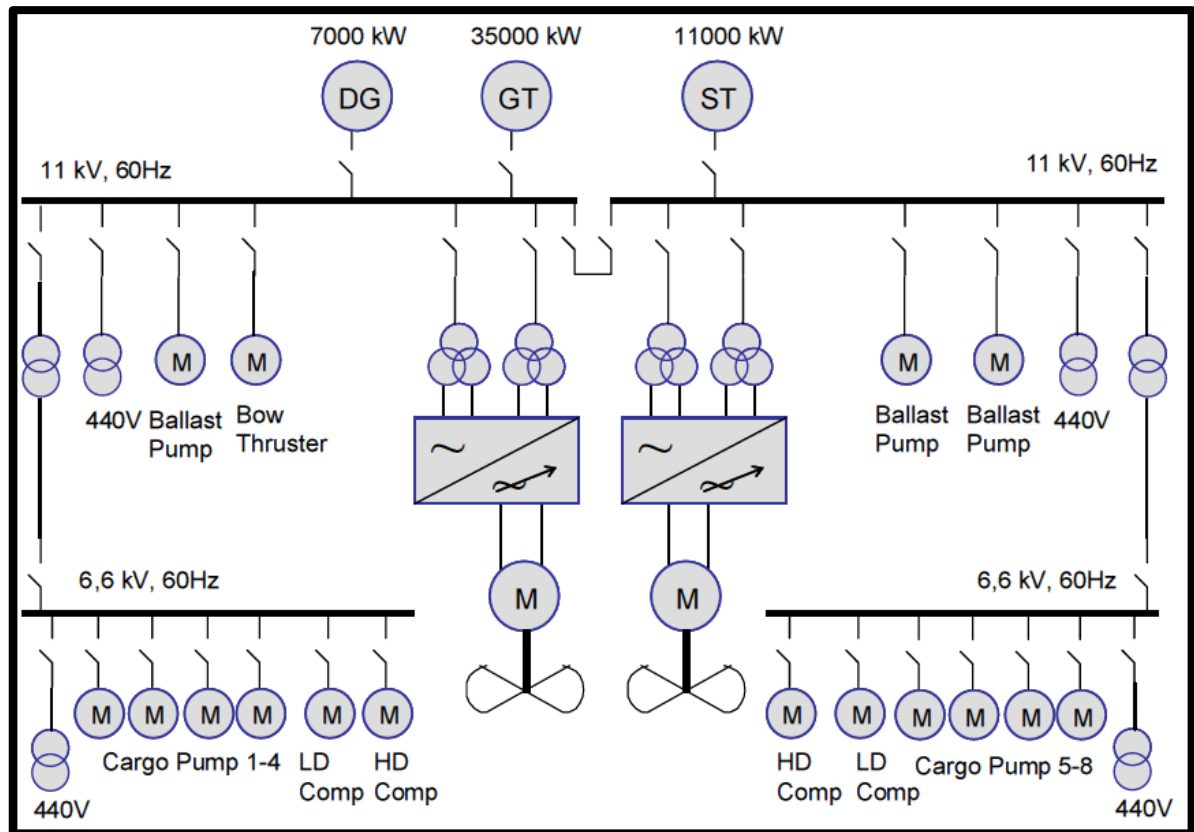


Ilustración 19 - Configuración de un sistema de turbina de gas con ciclo combinado

Se muestra un ejemplo de una disposición típica, con ciclo combinado, con un gran generador de turbina de gas principal, una turbina de vapor más pequeña y un generador diesel de respaldo. El sistema de propulsión eléctrico es idéntico al sistema de propulsión para la alternativa DFDE, a excepción de la solución de hélice doble, habitual para metaneros por encima de 200.000 m³.

El nivel de tensión sugerido para este sistema es de 11 kV, ya que la disposición de propulsión es para tamaños de más de 200.000 m³, y en cuanto a la potencia de propulsión estaría típicamente en el rango de 2 x 15-17 MW. El sistema de propulsión doble también puede utilizar una caja de engranajes en cada eje con el fin de minimizar el tamaño y el costo de los motores de propulsión eléctricos.

Para LNGCs de hasta 140000 m³, las ventajas son especialmente atractivas: debido a su diseño compacto la relación entre espacio del motor y espacio de carga permite que se pueda transportar aproximadamente un 10% más de carga que con otros diseños. Además, las turbinas de gas marinas alimentadas por LNG representan una solución respetuosa con el medio ambiente con menores emisiones de NO_x y SO_x.

7.2. Utilización y distribución de la energía eléctrica a bordo

Los diferentes sistemas de propulsión alternativos para LNGCs tienen diferente demanda de carga eléctrica pero un requisito común es la necesidad de una planta de energía de alto voltaje y, a excepción de la propulsión mediante turbina de vapor, todos equipan convertidores de frecuencia para el control tanto de la propulsión como de los compresores de relicuefacción. Esto significa que el sistema de distribución del cuadro de distribución será casi idéntico para los diversos sistemas, pero el uso de este sistema será diferente según el caso.

Con la propulsión eléctrica el criterio de dimensionamiento de la planta de energía eléctrica es la carga de propulsión requerida, mientras que para los otros sistemas el criterio de dimensionamiento es la capacidad de la bomba de carga junto con la carga auxiliar y la carga para la relicuefacción (cuando se usa). Las diferentes alternativas se comparan en las siguientes sub-secciones.

- **Propulsión eléctrica con motores de doble combustible:**

La potencia de propulsión para un buque de unos 150.000 m³ estará en el intervalo de 2 x 13 MW más una carga auxiliar de 2 MW. Incluyendo las pérdidas eléctricas en la cadena de transmisión para la propulsión, la carga eléctrica en el cuadro principal será de unos 30 MW. Con una capacidad instalada de generador de unos 38 MW, aproximadamente el 80% de la potencia instalada se utilizará durante la navegación marítima, que es la actividad que más tiempo consume en el perfil operacional total del buque. La misma planta de energía puede ser utilizada tanto para la propulsión como para la manipulación de la carga, lo que da la potencia instalada total más baja entre las diferentes alternativas.

- **Propulsión por turbina de vapor:**

Se equipa separadamente el sistema de propulsión (turbina de vapor) y el sistema de manipulación de la carga (planta de energía eléctrica), de forma que la planta de energía está dimensionada por la capacidad del sistema de manipulación de la carga, el cual no se utilizará totalmente durante la navegación marítima.

La potencia típica instalada en un buque de 140.000 m³ es de aproximadamente 11 MW y la carga eléctrica requerida en alta mar es menor de 2 MW, lo que significa que se utiliza menos del 20% de la planta de energía en navegación.

- Propulsión diesel de baja velocidad con planta de relicuefacción:

Esta solución también equipa de forma separada el sistema de propulsión y el sistema de manipulación de la carga y, además, hay una planta de relicuefacción instalada para gestionar la ebullición de gas. Como podría ser necesario operar la planta de relicuefacción junto con las bombas de la carga, la planta de energía eléctrica debe ser mayor, instalándose típicamente unos 18 MW para un metanero de 220.000 m³. La planta de relicuefacción consume alrededor de 6 MW a plena carga y junto con una carga auxiliar de aproximadamente 2 MW se utiliza un máximo del 45% de la potencia instalada durante la navegación.

- **Propulsión eléctrica con turbina de gas:**

Para esta alternativa la potencia de propulsión es la que dimensiona la planta de energía, como para DFEP. Sin embargo, las soluciones propuestas hasta ahora han sido la utilización de turbinas adecuadas para una potencia de propulsión que corresponde a un tamaño de buque de 250.000 m³. Esta alternativa ha sido propuesta con un motor diesel en standby de 5-10 MW además del sistema de turbina de gas, lo que conduce a una potencia total instalada de unos 50 MW. La potencia de propulsión para este tamaño de buques sería de alrededor de 35 MW que, junto con una carga auxiliar de 3 MW, se traduce en una utilización de la planta de energía de alrededor del 75% en condiciones de navegación.

7.3. Tecnología empleada en la propulsión DFDE

- **Sistema de control eléctrico**

El sistema de propulsión eléctrica se ha utilizado en otros buques durante más de 20 años, pero el uso de motores DF era un concepto nuevo y el funcionamiento en modo gas añade algunos requisitos adicionales para el sistema de propulsión en comparación con otros buques de propulsión eléctrica. Al seleccionar el sistema DFEP una de las preocupaciones es que los motores son más sensibles a las variaciones de carga eléctrica al funcionar en modo de gas en comparación con el funcionamiento en HFO o MDO. Se hace esencial que los sistemas de motores de propulsión, el mayor consumidor de energía eléctrica, mantengan tan constante como sea posible la carga sobre la subestación, incluso en mar movida. Por esta razón el sistema de control puede actuar en dos modos de operación:

- Modo de velocidad: el valor de RPM de la hélice se controla a un valor constante dado por la palanca de mando del puente. En el modo de RPM constante la potencia en la hélice fluctuará dependiente de la situación meteorológica y/o inflexión barco y los motores DF pueden cambiar de modo gas a modo diesel si las fluctuaciones son demasiado grandes.
- Modo de potencia: la potencia de la hélice se controla a un valor constante dado por la palanca de mando del puente. En este modo el sistema de accionamiento de propulsión será capaz de dar una carga constante a la red eléctrica y garantizar un funcionamiento estable de los motores de combustible dual en modo gas. En este modo se permite que el valor de RPM fluctúe de acuerdo a la condición de carga de la hélice.

Cuando el buque está maniobrando se selecciona automáticamente el modo de velocidad para ofrecer una respuesta rápida a las acciones del puente. En aguas abiertas y por encima de un determinado nivel de potencia (> 50%) se selecciona el modo de potencia, pudiendo variar las RPM y el par sobre la hélice con las condiciones del mar mientras el consumo de energía eléctrica permanece constante. Durante una prueba, cuando el buque navegaba continuamente a toda potencia de propulsión (en modo de potencia) los datos recogidos demuestran que la potencia consumida por el sistema de propulsión permaneció constante.

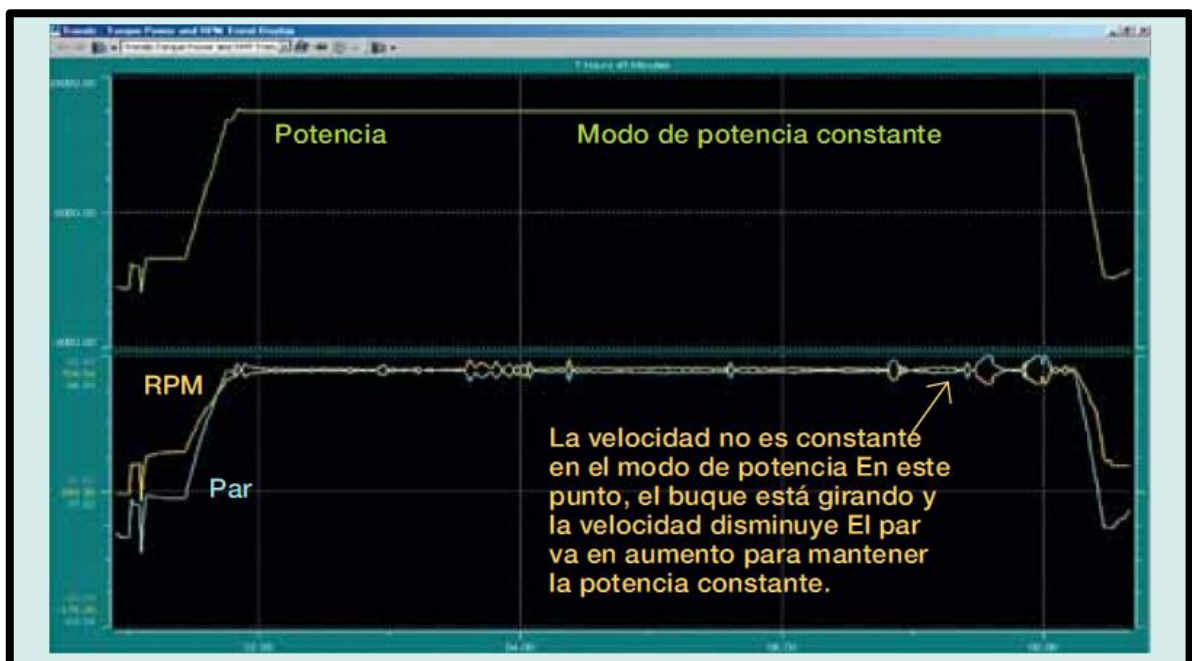


Ilustración 20 - Registros de potencia, par y RPM en modo potencia, 100% de carga

También se han efectuado pruebas de parada de emergencia y han demostrado que la maquinaria es capaz de invertir el empuje de la hélice para detener rápidamente el buque. Durante una secuencia de parada de emergencia el sistema de accionamiento responderá al comando de la palanca de puente (el cambio de plena adelante para atrás toda) deteniendo primero la hélice y luego revirtiendo las RPM al máximo valor negativo permitido. En esas situaciones, el motor eléctrico es superior a la propulsión mecánica, puesto que proporciona un par inverso estable sobre el eje para cualquier valor de RPM. En dichas condiciones el motor trabaja como un generador y suministra energía de retorno al sistema de accionamiento desde la hélice mientras se reduce a cero su velocidad. Esta energía se disipa empleando resistencias de freno separadas para evitar cualquier perturbación de potencia de los motores principales.

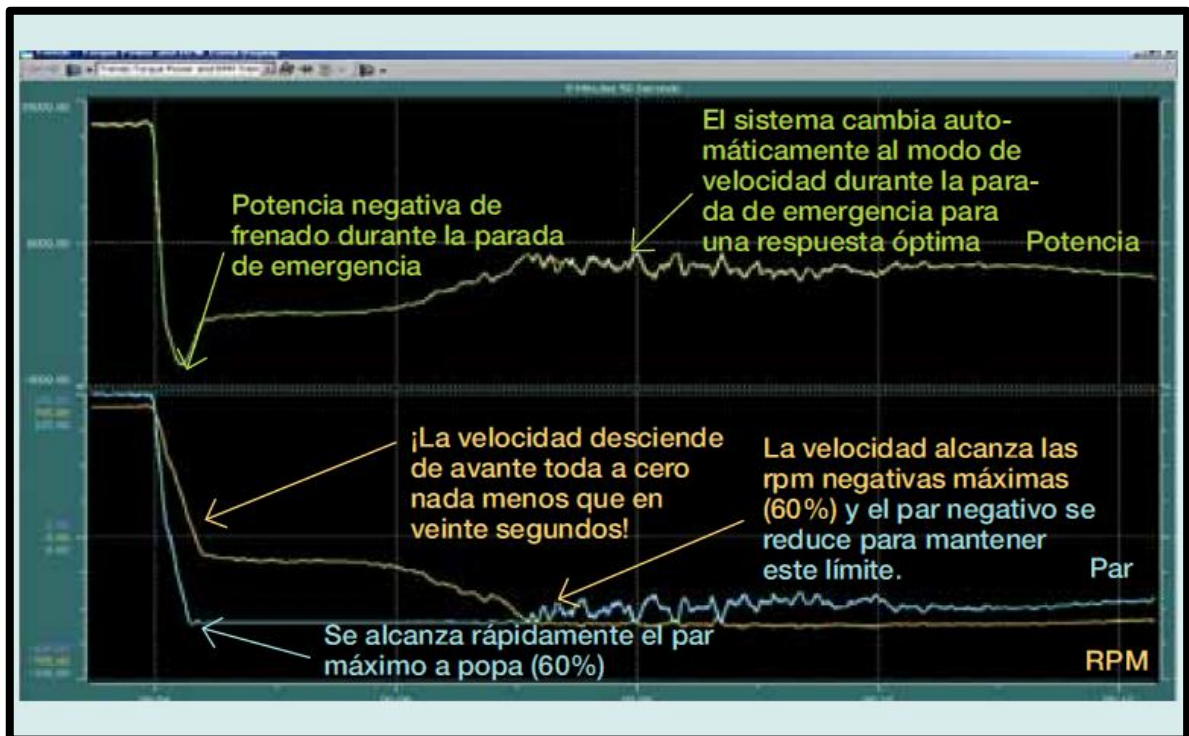


Ilustración 21 - Registros de potencia, par y RPM durante parada de emergencia

La prueba demostró que la hélice se detuvo dentro de un periodo de 20 segundos así como que se podía detener el buque en unos 7 minutos mientras los motores DF se mantenían operando en modo gas durante toda la secuencia de parada de emergencia. Empleando turbinas de vapor clásicas los tiempos de parada se encuentran en el margen de 20 a 30 minutos.

Otra característica importante de la propulsión eléctrica es la capacidad de prevención de apagones, lo que permite un funcionamiento continuado durante los modos de fallo. La situación más desfavorable es que se desconecte un generador-motor y la perturbación producida por ello conduzca a la desconexión del otro generador-motor, produciendo un apagón total. La rápida reducción de carga en la potencia de propulsión protege a los demás generadores ya que cuando se detecta el corte de un generador el sistema de control de propulsión reduce instantáneamente la potencia de propulsión para evitar la sobrecarga de los demás generadores. Se probó esta característica en el mar con una configuración de generadores de 3 x 11 MW y 1 x 5,5 MW parando los tres generadores de forma intencionada, uno a uno, hasta que solamente quedó el generador de 5,5 MW, pasando la prueba sin un apagón.

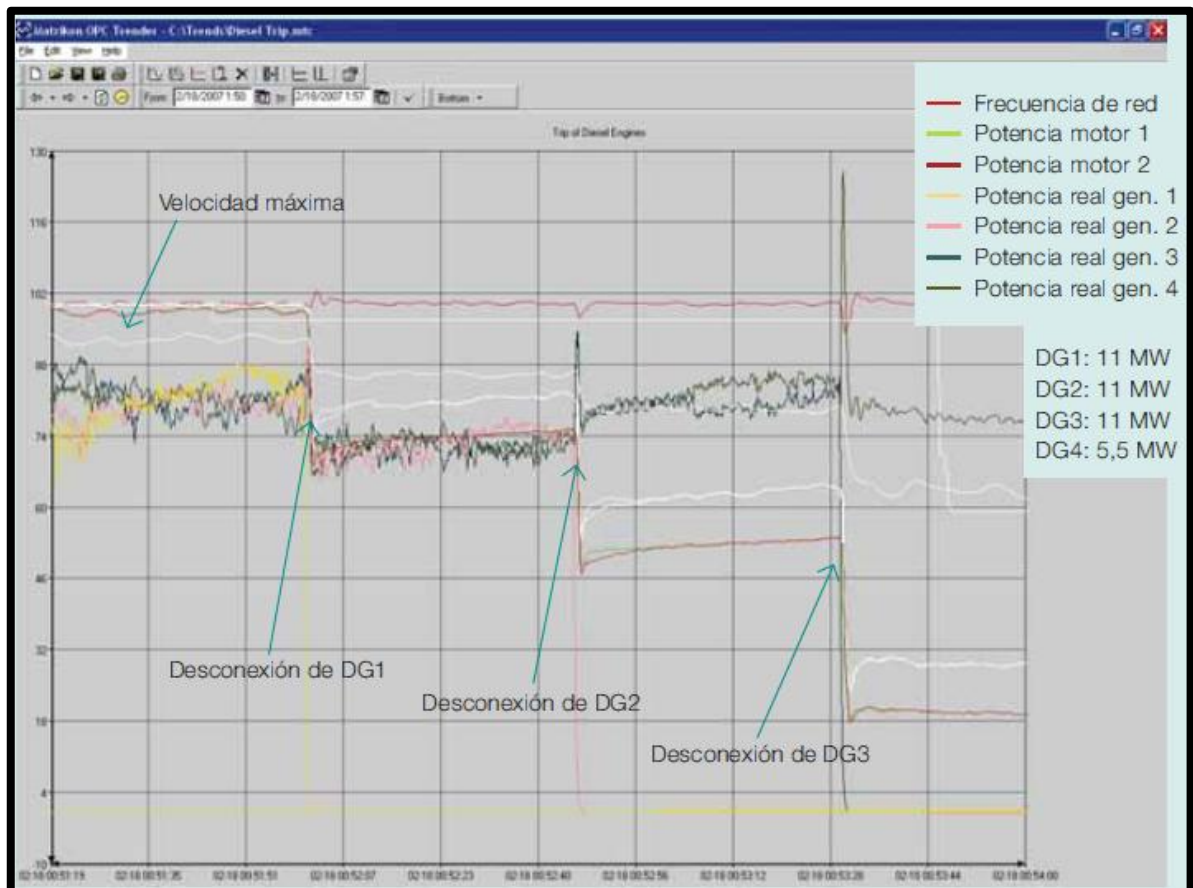


Ilustración 22 - Prueba de protección contra apagones al 100% de carga

Para medir el rendimiento el propietario del buque instaló un sistema de KYMA que podía medir, empleando extensímetros, la potencia mecánica que acciona el eje de la hélice. El rendimiento del sistema de propulsión, incluyendo la caja de

engranajes, se obtuvo comparando el valor obtenido en el árbol de la hélice con la carga eléctrica suministrada a los motores de propulsión desde la subestación. Cuando se aplicó una carga máxima (100%) a los motores de propulsión, la lectura mostró un rendimiento del 94,3%. El rendimiento calculado esperado de los equipos relacionados fue del 93,6% aproximadamente (incluyendo 1,5% de pérdidas estimadas en caja de engranajes). Estas medidas demostraron que el rendimiento del sistema era mejor que lo previsto por los cálculos teóricos.

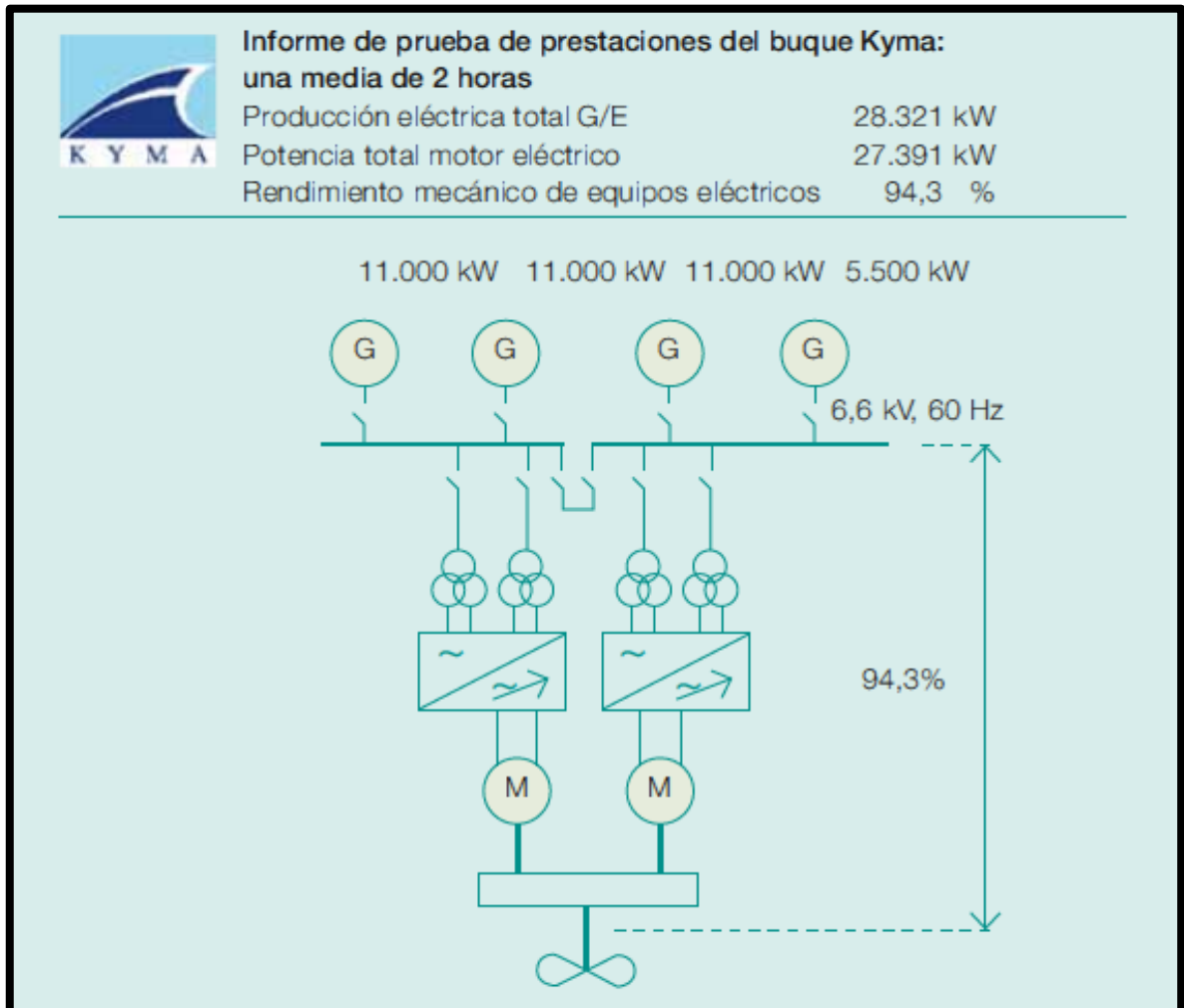


Ilustración 23 - Rendimiento desde el eje de la hélice a la aparamenta

- **Motores diesel de doble combustible:**

La operación con gas natural produce unas emisiones muy reducidas debido a las propiedades del combustible y su bajo contenido de contaminantes. El metano, su principal componente, es el hidrocarburo con mejor rendimiento como combustible en términos de cantidad de energía por cantidad de carbono. Por consiguiente,

trabajar con gas natural reduce las emisiones del dióxido de carbono en un 20 % en comparación con el diesel. El gas natural tiene unas características de quemado muy buenas en un motor, y debido a que es más ligero que el aire y tiene una elevada temperatura de ignición, es también un combustible seguro.

La maquinaria típica en metaneros hasta finales del siglo XX consistía en dos calderas encargadas de quemar boil-off gas y HFO, una turbina de vapor que acciona una hélice de paso fijo a través de una reductora, dos turbo-generadores y uno o dos generadores diesel. Las ventajas más destacables son el uso del boil-off gas, la seguridad y fiabilidad de la maquinaria y el bajo coste de mantenimiento que acarrea. Por otro lado cuenta con una serie de inconvenientes en relación a eficiencia, emisiones y redundancia que se presentan como retos a superar por sus alternativas, igualando al menos sus ventajas antes mencionadas.

Tecnología de los motores Wärtsilä de Gas:

- Motores gas - diesel (GD): funcionan con distintas mezclas gas / diesel o solo en diesel y el proceso de combustión de la mezcla gas, diesel y aire es en ciclo Diesel. Funcionan con gas a alta presión (350 bar).
- Motores de gas con bujía (SG): funcionan solo con gas y el proceso de combustión de la mezcla gas y aire es en ciclo Otto, iniciado mediante una bujía. Funcionan con gas a baja presión (5 bar).
- Motores de doble combustible (DF): funcionan en modo gas inyectando un 1% de diesel o solo en modo diesel y el proceso de combustión de la mezcla gas y aire es en ciclo Otto mientras que el proceso de combustión de la mezcla diesel y aire es en ciclo Diesel. Funcionan con gas a baja presión (5 bar).

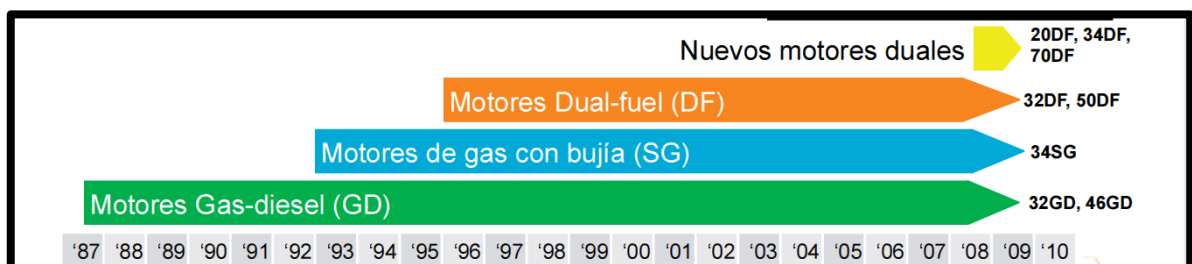


Ilustración 24 - Evolución de la tecnología de los motores Wärtsilä

Con gas, los motores trabajan en ciclo Otto, con una premezcla pobre de aire y gas en la cámara de combustión. La mezcla pobre se refiere a una mezcla con más aire del necesario para completar la combustión para reducir las temperaturas máximas, produciendo menos NO_x , aumentando el rendimiento al aumentar la tasa de compresión y optimizando los tiempos de inyección. La mezcla pobre también es necesaria para prevenir la auto-ignición.

El gas se introduce en el cilindro por la entrada de aire durante la carrera de admisión. En vez de utilizar una bujía para la ignición la mezcla se enciende inyectando una pequeña cantidad de combustible diesel en la cámara de combustión. Su elevada energía asegura la ignición fiable y potente de la mezcla.

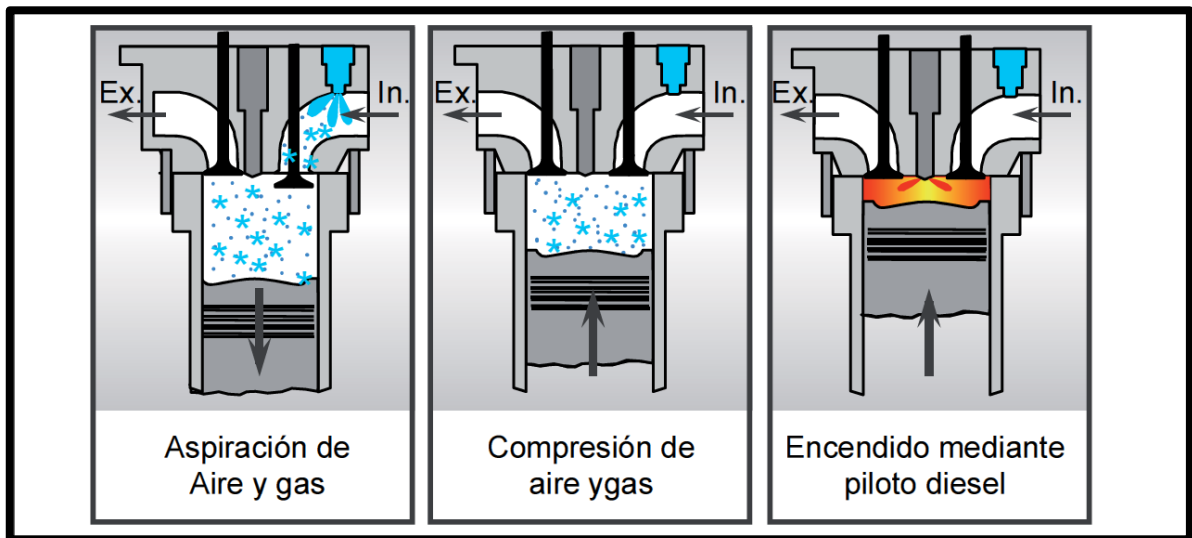


Ilustración 25 - Funcionamiento de los motores DF de Wärtsilä en modo gas

Para asegurar unas bajas emisiones de NO_x la cantidad de diesel inyectado debe ser muy pequeña y los motores DF de Wärtsilä usan la "micro inyección", que inyecta a la carga nominal un 1 % de diesel, consiguiendo unas emisiones de NO_x de una décima parte de las de un motor diesel estándar. Cuando el motor trabaja con gas la combustión debe controlarse para evitar la auto-ignición o fallos en el encendido y según Wärtsilä el único modo fiable de hacerlo es usar un control electrónico de la inyección y de la entrada de gas en cada cilindro.

La relación global aire/combustible se controla por medio de una válvula de descarga, que permite que parte de los gases de escape se salten la turbina de la turbosoplante; esto asegura que la relación sea correcta independientemente del cambio de condiciones ambientales como la temperatura.

La cantidad y momento del combustible diesel inyectado se ajustan individualmente junto con la relación específica de cada cilindro y la global aire/combustible para mantener cada cilindro trabajando correctamente y dentro de los límites de la auto-ignición y el fallo de encendido. Este es un factor clave para trabajar de modo fiable con gas, ajustando de forma automática el motor de acuerdo con las condiciones cambiantes.

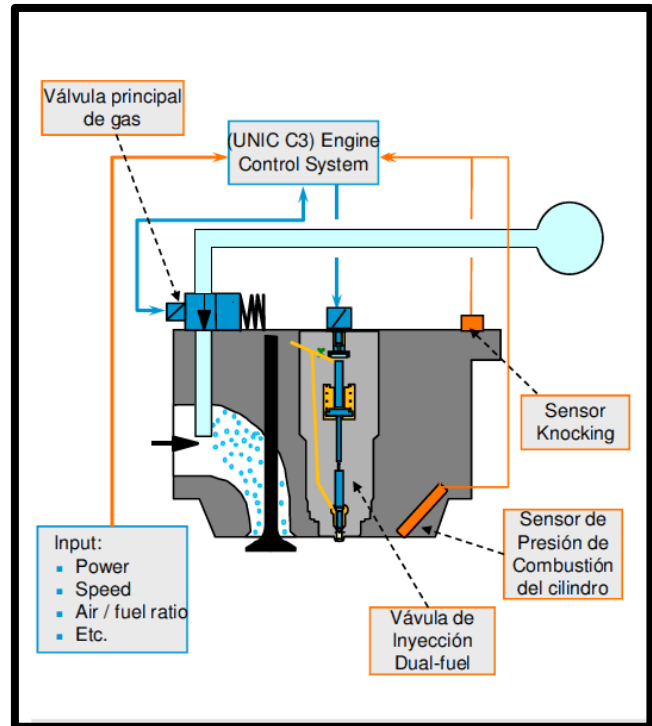


Ilustración 26 - Control de la combustión de los motores Wärtsilä DF

En modo diesel el motor trabaja usando un sistema de inyección de combustible por bomba pulsatoria siendo el combustible diesel inyectado a alta presión en la cámara de combustión justo antes del punto muerto superior. La admisión de gas se desactiva pero parte del combustible diesel permanece activado para asegurar una ignición fiable cuando el funcionamiento del motor pasa a ser con gas.

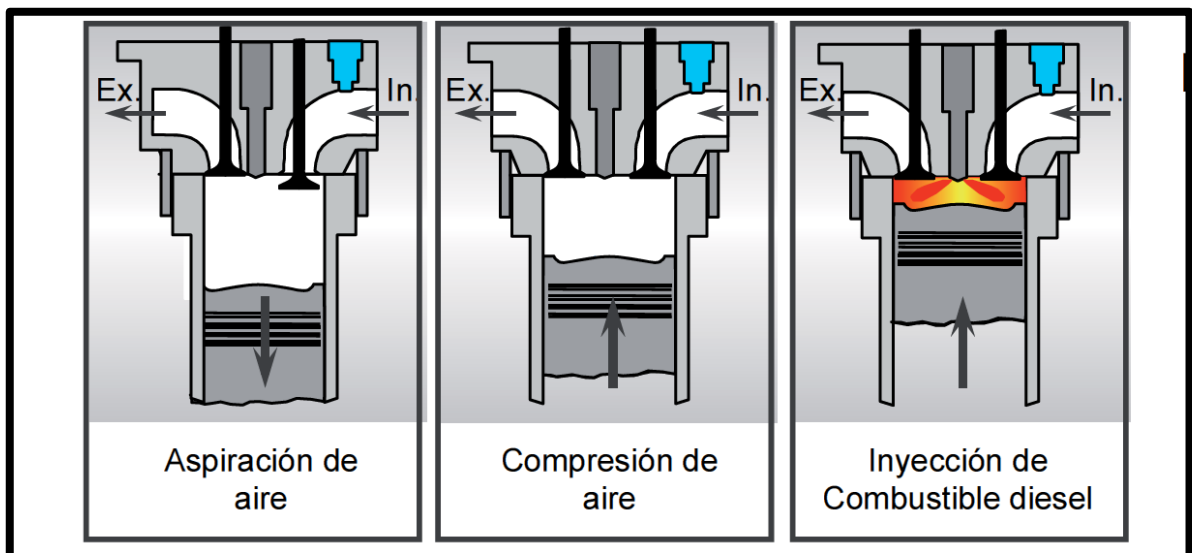


Ilustración 27 - Funcionamiento de los motores DF de Wärtsilä en modo diesel

La presión del gas en el motor es de menos de 4 bar a plena carga, haciendo que el diseño de tuberías de una sola pared sea aceptable si la cámara de máquinas dispone de la ventilación y detectores de gas adecuados. La válvula de gas en cada una de las cabezas de cilindros es solenoidal y está controlada de forma electrónica, con un elevado rendimiento y grandes intervalos de mantenimiento.

El combustible piloto se introduce por medio de un sistema de raíl común, basado en una bomba de alta presión montada en el motor, que suministra el combustible a cada una de las válvulas de inyección a una presión constante de 900 bar. La válvula de inyección posee dos agujas, con la aguja del combustible piloto controlada electrónicamente por el sistema.

Cuando trabajan con gas, los motores Wärtsilä DF cambian automáticamente a la operación diesel si la alimentación de gas se interrumpe u ocurre algún fallo en los componentes. El cambio necesita menos de un segundo y no tiene efectos en la velocidad del motor y la carga durante el proceso.

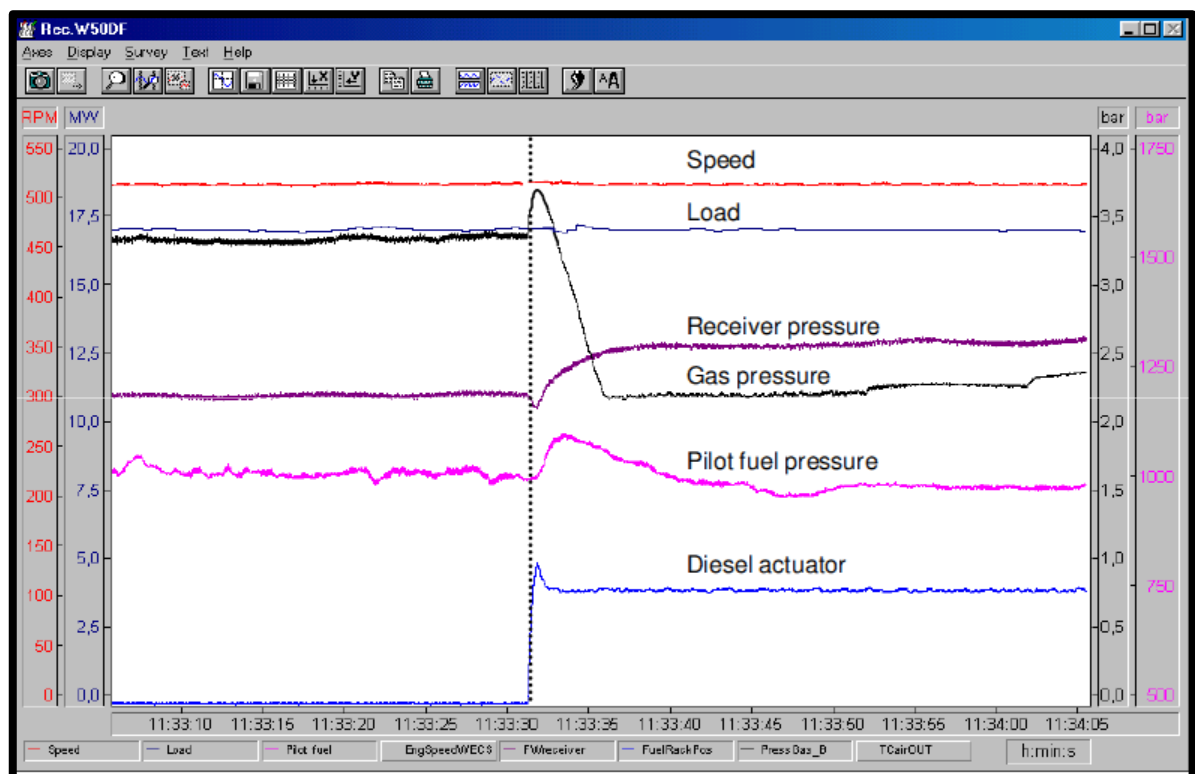


Ilustración 28 - Paso de gas a MDO al 100% de carga

La transferencia entre el trabajo con diesel y gas, sin embargo, es gradual: el suministro del combustible diesel se reduce lentamente mientras que la cantidad

de gas admitido se aumenta. El efecto de las variaciones de la velocidad del motor y la carga se supone mínimo.

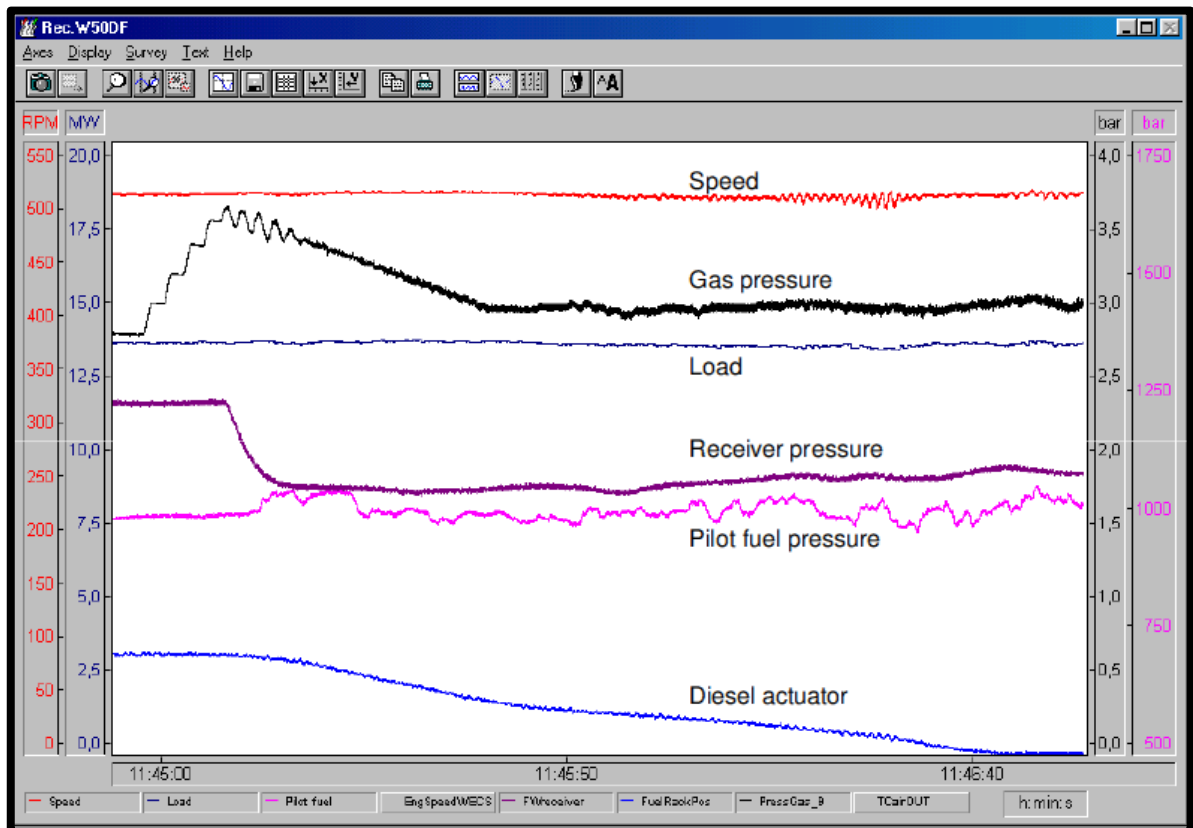


Ilustración 29 - Paso de MDO a gas al 80% de carga

8. RESULTADOS FINALES

Para la correcta aplicación del proyecto así como para cumplir las normativas recogidas en el Anexo VI (Reglas para prevenir la contaminación atmosférica ocasionada por los buques) del Convenio MARPOL 73/78 referentes a Óxidos de nitrógeno (NO_x) y óxidos de azufre (SO_x) (Regla 13 y Regla 14 respectivamente) se implementará un sistema de propulsión DFDE en sustitución del actual sistema de propulsión por turbina de vapor.

La central eléctrica se compondrá de cuatro motores (tres principales 8L50DF y un auxiliar 6L50DF) de dos combustibles y velocidad media, cada uno de ellos con un generador. El sistema de propulsión se divide en dos sistemas separados de accionamiento, cada uno con un transformador, un convertidor de frecuencia y un motor de propulsión, estando ambos motores enlazados mecánicamente por medio de una caja de engranajes común con un eje secundario hacia la hélice. El sistema principal de generación y distribución de energía es similar al del sistema de propulsión por turbina de vapor.

Con la introducción de los motores DF la propulsión eléctrica aumenta la eficiencia total de la propulsión alrededor del 40% en comparación con el sistema de turbina de vapor y reduce las emisiones debido a la mayor eficiencia y la posibilidad de operar 100% con gas. Otra ventaja es una potencia total instalada considerablemente menor, puesto que la planta de energía eléctrica servirá tanto al sistema de propulsión como al sistema de manipulación de la carga.

En el modo gas, los motores DF funcionan con gas natural a baja presión con un 1% de diesel añadido y pueden cambiar a diesel marino tradicional en cualquier momento. Cuando queman gas, los motores utilizan el proceso de combustión Otto mediante el cual el gas pulverizado y aire de mezcla combustionan junto con una pequeña cantidad de gasóleo como combustible piloto.

Obviamente para la implantación del nuevo sistema será necesario previamente la entrada del buque en dique seco para el desmontaje y retirada o reacondicionamiento de los equipos actualmente equipados a bordo. Tras este paso se procederá a la instalación de los equipos nuevos o reacondicionados, las pertinentes pruebas y su salida de dique seco.

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE
PROPULSIÓN DFDE EN UN LNGC DE 138000 M³
EN SERVICIO”**

ANEXOS



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: **SEPTIEMBRE 2015**

AUTOR: El alumno

Fdo. : Juan Carlos Sandá Castro

ÍNDICE – ANEXOS

1.	DOCUMENTACIÓN DE PARTIDA	4
1.1.	Propuesta del TFG redactada por el tutor	4
2.	CÁLCULOS.....	5
2.1.	Dimensionamiento de los motores DF	5
2.2.	Sistema de combustible	6
2.2.1.	Sistema de combustible gas.....	6
2.2.2.	Sistema de tratamiento del combustible HFO	6
2.2.3.	Sistema de alimentación de combustible HFO	8
2.3.	Sistema de aceite para lubricación	9
2.4.	Sistema de aire comprimido para el arranque	11
2.5.	Sistema de agua de refrigeración.....	13
2.6.	Sistema de aire de combustión	15
2.7.	Sistema de gases de escape.....	17
3.	OTROS ANEXOS.....	18
3.1.	Technical data 6L50DF & 8L50DF	18
3.2.	Wärtsilä Engines – Wärtsilä 50DF engine technology	22
3.3.	Antecedentes del LNG y de su transporte	38

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 1 – Esquema del sistema Linde-Hampson</i>	<i>39</i>
<i>Ilustración 2 – Plano general del "Marline Hitch"</i>	<i>41</i>
<i>Ilustración 3 – El "Marline Hitch" reconvertido en el metanero "Methane Pioneer"</i>	<i>42</i>
<i>Ilustración 4 – Vista del "Methane Princess" y del "Methane Progress" en puerto</i>	<i>44</i>
<i>Ilustración 5 – Vista del "Polar Eagle" y del "Artic Sun"</i>	<i>49</i>
<i>Ilustración 6 – Recreación del FLNG "Prelude"</i>	<i>51</i>

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1 – Datos técnicos generales de los motores 8L50DF y 6L50DF.....</i>	<i>5</i>
<i>Tabla 2 – Datos técnicos del sistema de combustible gas.....</i>	<i>6</i>
<i>Tabla 3 – Datos técnicos de consumo de combustible</i>	<i>6</i>
<i>Tabla 4 – Datos técnicos del sistema de combustible HFO</i>	<i>8</i>
<i>Tabla 5 – Datos técnicos del sistema de aceite para lubricación.....</i>	<i>9</i>
<i>Tabla 6 – Datos técnicos del sistema de aire para el arranque</i>	<i>11</i>
<i>Tabla 7 – Datos técnicos relativos al balance de calor</i>	<i>13</i>
<i>Tabla 8 – Datos técnicos del sistema de agua HT de refrigeración</i>	<i>13</i>
<i>Tabla 9 – Datos técnicos del sistema de agua LT de refrigeración.....</i>	<i>14</i>
<i>Tabla 10 – Datos técnicos del sistema de gases de escape.....</i>	<i>17</i>
<i>Tabla 11 – Datos técnicos del sistema de aire de combustión</i>	<i>15</i>

1. DOCUMENTACIÓN DE PARTIDA

1.1. Propuesta del TFG redactada por el tutor

	
UNIVERSIDADE DA CORUÑA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS
 TRABAJO FIN DE GRADO 	
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS 	
TECNOLOGÍAS MARINAS 	
ENERGÍA Y PROPULSIÓN 	
631G02410 - TRABAJO FIN DE GRADO	
<p>D. ALBERTO DE MIGUEL CATOIRA, en calidad de tutor principal, autorizo al alumno D. JUAN CARLOS SANDÁ CASTRO, con DNI nº 53.306.190-X a la presentación del presente Trabajo de Fin de Grado titulado:</p>	
“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN DFDE EN UN LNGC DE 138.000 M³ EN SERVICIO” 	
CONVOCATORIA: SEPTIEMBRE – 2015 	
Fdo. El Tutor	Fdo. El Alumno
	
Alberto De Miguel Catoira	Juan Carlos Sandá Castro

2. CÁLCULOS

2.1. Dimensionamiento de los motores DF

- Equipos de generación de energía equipados con el sistema de propulsión por turbina de vapor, previos a la implementación del nuevo sistema:
 - 28000 kW para la propulsión
 - 2 calderas Mitsubishi MB-4E
 - 1 turbina Kawasaki UA-400
(Max: 28000 kW ; Normal: 25200 kW)
 - 9630 kW para energía eléctrica
 - 2 generadores de turbina Mitsubishi AT42CT-B (3150 kW x 2)
 - 1 generador diesel Wärtsilä Vasa 9R32LND (3330 kW)
- Equipos de generación de energía equipados con el sistema DFDE:
 - 29250 kW para generación de energía eléctrica y propulsión
 - 3 generadores diesel Wärtsilä 8L50DF (7800 kW x 3)
 - 1 generador diesel Wärtsilä 6L50DF (5850 kW)

Wärtsilä 50DF		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Potencia del cilindro	kW	975		975	
Velocidad del motor	rpm	514		514	
Potencia del motor	kW	7800		5850	
Presión efectiva	MPa	2,0		2,0	

Tabla 1 – Datos técnicos generales de los motores 8L50DF y 6L50DF

2.2. Sistema de combustible

2.2.1. Sistema de combustible gas

Sistema de combustible gas		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Presión de gas a la entrada del motor, min (PT901)	kPa (a)	472	-	472	-
Presión de gas a la GVU, min	kPa (a)	592	-	592	-
Temperatura del gas después de la GVU	°C	0...60	-	0...60	-

Tabla 2 – Datos técnicos del sistema de combustible gas

2.2.2. Sistema de tratamiento del combustible HFO

Consumo de combustible		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Consumo total de energía al 100% de carga	kJ/kWh	7300	-	7300	-
Consumo total de energía al 75% de carga	kJ/kWh	7620	-	7620	-
Consumo total de energía al 50% de carga	kJ/kWh	8260	-	8260	-
Consumo de gas al 100% de carga	kJ/kWh	7258	-	7258	-
Consumo de gas al 75% de carga	kJ/kWh	7562	-	7562	-
Consumo de gas al 50% de carga	kJ/kWh	8153	-	8153	-
Consumo de fuel al 100% de carga	g/kWh	1,0	189	1,0	189
Consumo de fuel al 75% de carga	g/kWh	1,5	192	1,5	192
Consumo de fuel al 50% de carga	g/kWh	2,4	204	2,4	204

Tabla 3 – Datos técnicos de consumo de combustible

- **Unidad depuradora (1N02/1N05)**

- Depuradora (1S01/1S02)

El caudal de servicio de la depuradora se puede estimar con la fórmula (2.2.2.1):

$$Q = \frac{P \times b \times 24[h]}{\rho \times t} \quad (2.2.2.1)$$

- **Q** = caudal de servicio de la depuradora [l/h]
- **P** = potencia entregada por el motor [kW]
- **b** = consumo específico de combustible + 15% de margen [g/kWh]
- **ρ** = densidad del combustible [kg/m³] (HFO = 1010 kg/m³ at 15°C)
- **t** = tiempo de operación [23,5 h]

Wärtsilä 8L50DF:

$$Q_{8L50DF} = \frac{P \times b \times 24[h]}{\rho \times t} = \frac{7800 \times 189 \times 1,15 \times 24}{1010 \times 23,5}$$

$$= 1714,26 [l/h] \times motor \quad (2.2.2.2)$$

Wärtsilä 6L50DF:

$$Q_{6L50DF} = \frac{P \times b \times 24[h]}{\rho \times t} = \frac{5850 \times 189 \times 1,15 \times 24}{1010 \times 23,5}$$

$$= 1285,69 [l/h] \times motor \quad (2.2.2.3)$$

Total para instalación:

$$Q = \frac{Q_{8L50DF} \times n_{8L50DF} + Q_{6L50DF} \times n_{6L50DF}}{depuradoras\ mínimas} = \frac{1714,26 \times 3 + 1285,69 \times 1}{2}$$

$$= \frac{6428,47}{2} = 3214,24 [l/h] \times depuradora \quad (2.2.2.4)$$

2.2.3. Sistema de alimentación de combustible HFO

Sistema de combustible HFO		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Presión antes de las bombas de inyección (PT 101)	kPa	800 ± 50		800 ± 50	
Caudal de combustible en el motor, aprox.	m ³ /h	8,3		6,3	
Viscosidad del HFO antes del motor	cSt	-	16...24	-	16...24
Temperatura del HFO antes del motor, max. (TE 101)	°C	-	140	-	140
Viscosidad del MDF, min.	cSt	2,0		2,0	
Temperatura del MDF antes del motor, max. (TE 101)	°C	45		45	
Cantidad de fugas de combustible (HFO), combustible limpio al 100% de carga	kg/h	-	6,0	-	4,7
Cantidad de fugas de combustible (MDF), combustible limpio al 100% de carga	kg/h	16,0	30,1	11,7	23,3
Viscosidad del combustible piloto (MDF), antes del motor	cSt	2...11		2...11	
Presión de combustible piloto a la entrada del motor (PT 112)	kPa	400...800		400...800	
Caída de presión de combustible piloto después del motor, max.	kPa	150		150	
Caudal de retorno de combustible piloto al 100% de carga	kg/h	284		276	

Tabla 4 – Datos técnicos del sistema de combustible HFO

2.3. Sistema de aceite para lubricación

Sistema de aceite lubricante		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Presión después de cojinetes, nom. (PT 201)	kPa	400		400	
Presión después de la bomba, max.	kPa	800		800	
Capacidad de succión, max. incluidas pérdidas en la línea	kPa	40		40	
Presión de cebado, nom. (PT 201)	kPa	80		80	
Temperatura después de cojinetes, nom. (TE 201)	°C	63		63	
Temperatura después del motor, aprox.	°C	78		78	
Capacidad de bomba principal, movida por motor	m ³ /h	153		153	
Capacidad de bomba principal, movida eléctricamente	m ³ /h	145		140	
Caudal de aceite en el motor	m ³ /h	115		120	
Capacidad de cebado de la bomba (50/60 Hz)	m ³ /h	45,0/45,0		34,0/34,0	
Volumen de aceite en el tanque del sistema	m ³	11		8	
Consumo de aceite al 100% de carga, aprox.	g/kWh	0,5		0,5	
Caudal de ventilación del cárter a plena carga	l/m	1500		1300	
Volumen del cárter	m ³	19,5		14,6	
Contrapresión ventilación del cárter, max.	Pa	500		500	
Volumen de aceite en el dispositivo de maniobra	L	8,5...9,5		8,5...9,5	
Volumen de aceite en el controlador de velocidad	L	1,4		1,4	

Tabla 5 – Datos técnicos del sistema de aceite para lubricación

- **Unidad depuradora (2N01)**

En instalaciones donde se emplea HFO como combustible, cada motor debe tener una depuradora de aceite de lubricación dedicada y dimensionada para una depuración continua. El caudal de salida de la depuradora se puede calcular mediante la fórmula (2.3.1):

$$Q = \frac{1,35 \times P \times n}{t} \quad (2.3.1)$$

- **Q** = caudal volumétrico [l/h]
- **P** = potencia del motor [kW]
- **n** = número de renovaciones/día del volumen del tanque [5 para HFO]
- **t** = tiempo de operación, 24 para separación continua [h/día]

Wärtsilä 8L50DF:

$$Q_{8L50DF} = \frac{1,35 \times P_{8L50DF} \times n}{t} = \frac{1,35 \times 7800 \times 5}{24}$$

$$= 2193,75 \text{ l/h} \times \text{motor} \quad (2.3.2)$$

Wärtsilä 6L50DF:

$$Q_{6L50DF} = \frac{1,35 \times P_{6L50DF} \times n}{t} = \frac{1,35 \times 5850 \times 5}{24}$$

$$= 1645,31 \text{ l/h} \times \text{motor} \quad (2.3.3)$$

Actualmente hay dos unidades depuradoras Westfalia OSC 15-02-067/7 de aceite lubricante con una capacidad de depuración de 3000 l/h y una temperatura de depuración de 70°C, pudiendo emplearse como depuradoras dedicadas para dos de los Wärtsilä 8L50DF, siendo necesario instalar dos unidades depuradoras más, una de ellas para un 8L50DF y la otra para el 6L50DF.

2.4. Sistema de aire comprimido para el arranque

Sistema de aire para el arranque		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Presión, nom. (PT 301)	kPa	3000		3000	
Presión en motor durante el arranque, min. (20°C)	kPa	1000		1000	
Presión, max. (PT 301)	kPa	3000		3000	
Límite de baja presión en botellas de aire	kPa	1800		1800	
Consumo por arranque a 20°C	Nm ³	4,8		3,6	
Consumo por arranque a 20°C (con slowturn)	Nm ³	5,8		4,3	

Tabla 6 – Datos técnicos del sistema de aire para el arranque

- **Botellas de aire de arranque (3T01)**

Para instalaciones de motores múltiples la capacidad de las botellas debe asegurar al menos tres arranques consecutivos por cada motor, no siendo la capacidad total menor de 12 arranques ni mayor de 18. El volumen del recipiente de aire de arranque total requerido se puede calcular utilizando la fórmula (2.4.1):

$$V_R = \frac{p_E \times V_E \times n}{p_{R \max} - p_{R \min}} \quad (2.4.1)$$

- **V_R** = volumen total de las botellas de aire comprimido para el arranque [m³]
- **p_E** = presión barométrica normal (condiciones NTP) [0,1 MPa]
- **V_E** = consumo de aire por arranque [Nm³]
- **n** = número de arranques requeridos [3]
- **p_{R max}** = presión máxima de aire de arranque [3 Mpa]
- **p_{R min}** = presión mínima de aire de arranque [1,8 Mpa]

Wärtsilä 8L50DF:

$$V_{R\ 8L50DF} = \frac{p_E \times V_E \times n}{p_{R\ max} - p_{R\ min}} = \frac{0,1 \times 4,8 \times 3}{3 - 1,8} = 1,2\ m^3 \times motor \quad (2.4.2)$$

Wärtsilä 6L50DF:

$$V_{R\ 6L50DF} = \frac{p_E \times V_E \times n}{p_{R\ max} - p_{R\ min}} = \frac{0,1 \times 3,6 \times 3}{3 - 1,8} = 0,9\ m^3 \times motor \quad (2.4.3)$$

Al ser necesario dividir el volumen total de aire de arranque en dos receptores de aire de arranque de igual tamaño, el cálculo del volumen de cada uno de los dos recipientes será:

$$\begin{aligned} \frac{V_R}{2} &= \frac{V_{R\ 8L50DF} \times n_{8L50DF} + V_{R\ 6L50DF} \times n_{6L50DF}}{2} = \frac{1,2 \times 3 + 0,9 \times 1}{2} \\ &= 2,25\ m^3 \times botella \end{aligned} \quad (2.4.4)$$

- **Compresores de aire de arranque (3N02)**

Se instalarán al menos dos compresores de aire de arranque con una capacidad total suficiente para elevar la presión de los recipientes desde la presión mínimo (1,8 MPa) hasta el máximo en un periodo inferior a una hora. Esta capacidad será dividida lo más igualitariamente posible entre el número de compresores instalados, excluyendo el compresor de emergencia.

Los compresores actualmente instalados en el buque para la generación de aire comprimido para el arranque son dos Sperre HL2/77 con una capacidad de 20m³/h a una presión de 3 MPa, con lo que el tiempo de llenado de los recipientes instalados con uno de los compresores funcionando será:

$$t = \frac{V_R}{Q_C} = \frac{4,5}{20} = 0,225\ h (\times 60) = 13,5\ minutos \quad (2.4.5)$$

2.5. Sistema de agua de refrigeración

Balance de calor al 100% de carga		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Agua de camisas, circuito HT	kW	880	1387	660	1040
Aire de carga, circuito HT	kW	1120	1680	840	1260
Aire de carga, circuito LT	kW	667	840	500	630
Aceite de lubricación, circuito LT	kW	627	1040	470	780
Radiación	kW	213	240	160	180

Tabla 7 – Datos técnicos relativos al balance de calor

Sistema de agua HT de refrigeración		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Presión en el motor después de la bomba, nom. (PT 401)	kPa	250 + static		250 + static	
Presión en el motor antes de la bomba, max. (PT 401)	kPa	480		480	
Temperatura antes de los cilindros, aprox. (TE 401)	°C	74		74	
Temperatura después del enfriador de aire de carga, nom.	°C	91		91	
Capacidad de la bomba movida por motor, nom.	m ³ /h	180		135	
Caída de presión en el motor, total	kPa	50		50	
Caída de presión en el sistema externo, max.	kPa	150		150	
Presión desde el tanque de expansión	kPa	70...150		70...150	
Volumen de agua en el motor	m ³	1,35		0,95	

Tabla 8 – Datos técnicos del sistema de agua HT de refrigeración

Sistema de agua LT de refrigeración		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Presión en el motor después de la bomba, nom. (PT 471)	kPa	250 + static		250 + static	
Presión en el motor después de la bomba, max. (PT 471)	kPa	440		440	
Temperatura antes del motor, max. (TE 471)	°C	38		38	
Temperatura antes del motor, min. (TE 471)	°C	25		25	
Capacidad de la bomba movida por motor, nom.	m ³ /h	180		135	
Caída de presión en el enfriador de aire de carga	kPa	30		30	
Caída de presión en el sistema externo, max.	kPa	200		200	
Presión desde el tanque de expansión	kPa	70...150		70...150	

Tabla 9 – Datos técnicos del sistema de agua LT de refrigeración

2.6. Sistema de aire de combustión

Sistema de aire de combustión		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Caudal al 100% de carga	kg/s	12,2	15,0	9,2	11,3
Temperatura a la entrada del turbocompresor, max.	°C	45		45	
Temperatura después del enfriador de aire, nom. (TE 601)	°C	45	50	45	50

Tabla 10 – Datos técnicos del sistema de aire de combustión

El flujo másico de aire de combustión que se indica en los datos técnicos se define para una temperatura del aire ambiente de 25°C, pudiendo emplearse la fórmula (2.6.1) para calcular el flujo volumétrico:

$$q_c = \frac{m'}{\rho} \quad (2.6.1)$$

- q_c = caudal volumétrico de aire de combustión [m³/s]
- m' = caudal másico de aire de combustión [kg/s]
- ρ = densidad del aire [1,15 kg/m³]

- **Modo gas:**

Wärtsilä 8L50DF:

$$q_{c\ 8L50DF}^G = \frac{m_{8L50DF}^{IG}}{\rho} = \frac{12,2}{1,15} = 10,61\ m^3/s (\times 60) = 636,52\ m^3/min \quad (2.6.2)$$

Wärtsilä 6L50DF:

$$q_{c\ 6L50DF}^G = \frac{m_{6L50DF}^G}{\rho} = \frac{9,2}{1,15} = 8\ m^3/s (\times 60) = 480\ m^3/min \quad (2.6.3)$$

Total para instalación:

$$q_c^G = q_{c\ 8L50DF}^G \times n_{8L50DF} + q_{c\ 6L50DF}^G \times n_{6L50DF} = 636,52 \times 3 + 480 \times 1$$

$$= 2389,57\ m^3/min \quad (2.6.4)$$

- **Modo diesel:**

Wärtsilä 8L50DF:

$$q_{c\ 8L50DF}^D = \frac{m_{8L50DF}^{D'}}{\rho} = \frac{15}{1,15} = 13,04\ m^3/s (\times 60) = 782,61\ m^3/min \quad (2.6.5)$$

Wärtsilä 6L50DF:

$$q_{c\ 6L50DF}^D = \frac{m_{6L50DF}^{D'}}{\rho} = \frac{11,3}{1,15} = 9,83\ m^3/s (\times 60) = 589,57\ m^3/min \quad (2.6.6)$$

Total para instalación:

$$q_c^D = q_{c\ 8L50DF}^D \times n_{8L50DF} + q_{c\ 6L50DF}^D \times n_{6L50DF} = 782,61 \times 3 + 589,57 \times 1$$

$$= 2937,4\ m^3/min \quad (2.6.7)$$

Los ventiladores instalados para el suministro de aire a las calderas son tres DP SLIA 160 del fabricante ABB Solyvent – Ventec, con un flujo de aire de $1220\ m^3$ cada uno, sumando entre los tres un flujo total de $3660\ m^3$, siendo capaces de alimentar sobradamente la instalación en cualquiera de los modos de operación.

2.7. Sistema de gases de escape

Sistema de gases de escape		8L50DF		6L50DF	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Caudal al 100% de carga	kg/s	12,5	15,4	9,4	11,6
Caudal al 75% de carga	kg/s	9,5	11,9	7,1	9,0
Caudal al 50% de carga	kg/s	7,2	8,4	5,4	6,3
Temperatura después del turbocompresor al 100% de carga (TE 517)	°C	373	343	373	343
Temperatura después del turbocompresor al 75% de carga (TE 517)	°C	424	351	424	351
Temperatura después del turbocompresor al 50% de carga (TE 517)	°C	426	385	426	385
Contrapresión, max.	kPa	4		4	
Diámetro del escape calculado para 35 m/s	mm	910	986	789	856

Tabla 11 – Datos técnicos del sistema de gases de escape

3. OTROS ANEXOS

3.1. Technical data 6L50DF & 8L50DF

3.2 Wärtsilä 6L50DF

Wärtsilä 6L50DF		DE IMO Tier 2		DE IMO Tier 2		ME IMO Tier 2	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Cylinder output	kW	950		975		975	
Engine speed	rpm	500		514		514	
Engine output	kW	5700		5850		5850	
Mean effective pressure	MPa	2.0		2.0		2.0	
Combustion air system (Note 1)							
Flow at 100% load	kg/s	9.2	11.3	9.2	11.3	9.2	11.0
Temperature at turbocharger intake, max.	°C	45		45		45	
Temperature after air cooler, nom. (TE 601)	°C	45	50	45	50	45	50
Exhaust gas system							
Flow at 100% load	kg/s	9.4	11.6	9.4	11.6	9.4	11.3
Flow at 75% load	kg/s	7.1	9.0	7.1	9.0	7.2	8.4
Flow at 50% load	kg/s	5.4	6.3	5.4	6.3	5.3	6.1
Temperature after turbocharger at 100% load (TE 517)	°C	373	343	373	343	369	350
Temperature after turbocharger at 75% load (TE 517)	°C	424	351	424	351	388	380
Temperature after turbocharger at 50% load (TE 517)	°C	426	385	426	385	390	370
Backpressure, max.	kPa	4		4		4	
Calculated exhaust diameter for 35 m/s	mm	789	856	789	856	786	849
Heat balance at 100% load (Note 2)							
Jacket water, HT-circuit	kW	660	1040	660	1040	640	1080
Charge air, HT-circuit	kW	840	1260	840	1260	860	1240
Charge air, LT-circuit	kW	500	630	500	630	500	610
Lubricating oil, LT-circuit	kW	470	780	470	780	470	820
Radiation	kW	160	180	160	180	210	230
Fuel consumption (Note 3)							
Total energy consumption at 100% load	kJ/kWh	7300	-	7300	-	7300	-
Total energy consumption at 75% load	kJ/kWh	7620	-	7620	-	7490	-
Total energy consumption at 50% load	kJ/kWh	8260	-	8260	-	7830	-
Fuel gas consumption at 100% load	kJ/kWh	7258	-	7258	-	7258	-
Fuel gas consumption at 75% load	kJ/kWh	7562	-	7562	-	7429	-
Fuel gas consumption at 50% load	kJ/kWh	8153	-	8153	-	7734	-
Fuel oil consumption at 100% load	g/kWh	1.0	189	1.0	189	1.0	190
Fuel oil consumption at 75% load	g/kWh	1.5	192	1.5	192	1.5	196
Fuel oil consumption 50% load	g/kWh	2.4	204	2.4	204	2.3	200
Fuel gas system (Note 4)							
Gas pressure at engine inlet, min (PT901)	kPa (a)	472	-	472	-	472	-
Gas pressure to Gas Valve unit, min	kPa (a)	592	-	592	-	592	-
Gas temperature before Gas Valve Unit	°C	0...60	-	0...60	-	0...60	-
Fuel oil system							
Pressure before injection pumps (PT 101)	kPa	800±50		800±50		800±50	
Fuel oil flow to engine, approx	m³/h	6.1		6.2		6.3	
HFO viscosity before the engine	cSt	-	16...24	-	16...24	-	16...24
Max. HFO temperature before engine (TE 101)	°C	-	140	-	140	-	140
MDF viscosity, min.	cSt	2.0		2.0		2.0	
Max. MDF temperature before engine (TE 101)	°C	45		45		45	
Leak fuel quantity (HFO), clean fuel at 100% load	kg/h	-	4.5	-	4.5	-	4.7
Leak fuel quantity (MDF), clean fuel at 100% load	kg/h	12.0	22.6	12.0	22.6	11.7	23.3
Pilot fuel (MDF) viscosity before the engine	cSt	2...11		2...11		2...11	
Pilot fuel pressure at engine inlet (PT 112)	kPa	400...800		400...800		400...800	
Pilot fuel pressure drop after engine, max	kPa	150		150		150	
Pilot fuel return flow at 100% load	kg/h	276		276		276	
Lubricating oil system (Note 5)							
Pressure before bearings, nom. (PT 201)	kPa	400		400		400	
Pressure after pump, max.	kPa	800		800		800	
Suction ability, including pipe loss, max.	kPa	40		40		40	
Priming pressure, nom. (PT 201)	kPa	80		80		80	
Temperature before bearings, nom. (TE 201)	°C	63		63		63	
Temperature after engine, approx.	°C	78		78		78	
Pump capacity (main), engine driven	m³/h	149		153		157	

Wärtsilä 6L50DF		DE IMO Tier 2		DE IMO Tier 2		ME IMO Tier 2	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Cylinder output	kW	950		975		975	
Engine speed	rpm	500		514		514	
Pump capacity (main), electrically driven	m³/h	140		140		140	
Oil flow through engine	m³/h	120		120		120	
Priming pump capacity (50/60Hz)	m³/h	34.0 / 34.0		34.0 / 34.0		34.0 / 34.0	
Oil volume in separate system oil tank	m³	8		8		8	
Oil consumption at 100% load, approx.	g/kWh	0.5		0.5		0.5	
Crankcase ventilation flow rate at full load	l/min	1300		1300		1300	
Crankcase volume	m³	14.6		14.6		14.6	
Crankcase ventilation backpressure, max.	Pa	500		500		500	
Oil volume in turning device	l	8.5...9.5		8.5...9.5		8.5...9.5	
Oil volume in speed governor	l	1.4		1.4		1.4	
HT cooling water system							
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 401)	kPa	250 + static		250 + static		250 + static	
Pressure at engine, after pump, max. (PT 401)	kPa	480		480		480	
Temperature before cylindlers, approx. (TE 401)	°C	74		74		74	
Temperature after charge air cooler, nom.	°C	91		91		91	
Capacity of engine driven pump, nom.	m³/h	135		135		135	
Pressure drop over engine, total	kPa	50		50		50	
Pressure drop in external system, max.	kPa	150		150		150	
Pressure from expansion tank	kPa	70...150		70...150		70...150	
Water volume in engine	m³	0.95		0.95		0.95	
LT cooling water system							
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 471)	kPa	250+ static		250+ static		250+ static	
Pressure at engine, after pump, max. (PT 471)	kPa	440		440		440	
Temperature before engine, max. (TE 471)	°C	38		38		38	
Temperature before engine, min. (TE 471)	°C	25		25		25	
Capacity of engine driven pump, nom.	m³/h	135		135		135	
Pressure drop over charge air cooler	kPa	30		30		30	
Pressure drop in external system, max.	kPa	200		200		200	
Pressure from expansion tank	kPa	70...150		70...150		70...150	
Starting air system (Note 6)							
Pressure, nom. (PT 301)	kPa	3000		3000		3000	
Pressure at engine during start, min. (20 °C)	kPa	1000		1000		1000	
Pressure, max. (PT 301)	kPa	3000		3000		3000	
Low pressure limit in starting air vessel	kPa	1800		1800		1800	
Consumption per start at 20 °C (successful start)	Nm³	3.6		3.6		3.6	
Consumption per start at 20 °C (with slowturn)	Nm³	4.3		4.3		4.3	

Notes:

- Note 1 At Gas LHV 49620kJ/kg
- Note 2 At 100% output and nominal speed. The figures are valid for ambient conditions according to ISO 15550, except for LT-water temperature, which is 35°C in gas operation and 45°C in back-up fuel operation. And with engine driven water, lube oil and pilot fuel pumps.
- Note 3 According to ISO 15550, lower calorific value 42700 kJ/kg, with engine driven pumps (two cooling water + one lubricating oil pumps). Tolerance 5%. Gas Lower heating value >28 MJ/m³N and Methane Number High (>80). The fuel consumption BSEC and SFOC are guaranteed at 100% load and the values at other loads are given for indication only.
- Note 4 Fuel gas pressure given at LHV ≥ 36MJ/m³N. Required fuel gas pressure depends on fuel gas LHV and need to be increased for lower LHV's. Pressure drop in external fuel gas system to be considered. See chapter Fuel system for further information.
- Note 5 Lubricating oil treatment losses and oil changes are not included in oil consumption. The lubricating oil volume of the governor is depending of the governor type.
- Note 6 At manual starting the consumption may be 2...3 times lower.

ME = Engine driving propeller, variable speed

DE = Diesel-Electric engine driving generator

Subject to revision without notice.

3.3 Wärtsilä 8L50DF

Wärtsilä 8L50DF		DE IMO Tier 2		DE IMO Tier 2		ME IMO Tier 2	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Cylinder output	kW	950		975		975	
Engine speed	rpm	500		514		514	
Engine output	kW	7600		7800		7800	
Mean effective pressure	MPa	2.0		2.0		2.0	
Combustion air system (Note 1)							
Flow at 100% load	kg/s	12.2	15.0	12.2	15.0	12.2	14.6
Temperature at turbocharger intake, max.	°C	45		45		45	
Temperature after air cooler, nom. (TE 601)	°C	45	50	45	50	45	50
Exhaust gas system							
Flow at 100% load	kg/s	12.5	15.4	12.5	15.4	12.5	15.0
Flow at 75% load	kg/s	9.5	11.9	9.5	11.9	9.6	11.2
Flow at 50% load	kg/s	7.2	8.4	7.2	8.4	7.1	8.1
Temperature after turbocharger at 100% load (TE 517)	°C	373	343	373	343	369	350
Temperature after turbocharger at 75% load (TE 517)	°C	424	351	424	351	388	380
Temperature after turbocharger at 50% load (TE 517)	°C	426	385	426	385	390	370
Backpressure, max.	kPa	4		4		4	
Calculated exhaust diameter for 35 m/s	mm	910	986	910	986	907	979
Heat balance at 100% load (Note 2)							
Jacket water, HT-circuit	kW	880	1387	880	1387	853	1440
Charge air, HT-circuit	kW	1120	1680	1120	1680	1147	1653
Charge air, LT-circuit	kW	667	840	667	840	667	813
Lubricating oil, LT-circuit	kW	627	1040	627	1040	627	1093
Radiation	kW	213	240	213	240	280	307
Fuel consumption (Note 3)							
Total energy consumption at 100% load	kJ/kWh	7300	-	7300	-	7300	-
Total energy consumption at 75% load	kJ/kWh	7620	-	7620	-	7490	-
Total energy consumption at 50% load	kJ/kWh	8260	-	8260	-	7830	-
Fuel gas consumption at 100% load	kJ/kWh	7258	-	7258	-	7258	-
Fuel gas consumption at 75% load	kJ/kWh	7562	-	7562	-	7429	-
Fuel gas consumption at 50% load	kJ/kWh	8153	-	8153	-	7734	-
Fuel oil consumption at 100% load	g/kWh	1.0	189	1.0	189	1.0	190
Fuel oil consumption at 75% load	g/kWh	1.5	192	1.5	192	1.5	196
Fuel oil consumption 50% load	g/kWh	2.4	204	2.4	204	2.3	200
Fuel gas system (Note 4)							
Gas pressure at engine inlet, min (PT901)	kPa (a)	472	-	472	-	472	-
Gas pressure to Gas Valve unit, min	kPa (a)	592	-	592	-	592	-
Gas temperature before Gas Valve Unit	°C	0...60	-	0...60	-	0...60	-
Fuel oil system							
Pressure before injection pumps (PT 101)	kPa	800±50		800±50		800±50	
Fuel oil flow to engine, approx	m³/h	8.1		8.3		8.4	
HFO viscosity before the engine	cSt	-	16...24	-	16...24	-	16...24
Max. HFO temperature before engine (TE 101)	°C	-	140	-	140	-	140
MDF viscosity, min.	cSt	2.0		2.0		2.0	
Max. MDF temperature before engine (TE 101)	°C	45		45		45	
Leak fuel quantity (HFO), clean fuel at 100% load	kg/h	-	6.0	-	6.0	-	6.2
Leak fuel quantity (MDF), clean fuel at 100% load	kg/h	16.0	30.1	16.0	30.1	15.5	31.1
Pilot fuel (MDF) viscosity before the engine	cSt	2...11		2...11		2...11	
Pilot fuel pressure at engine inlet (PT 112)	kPa	400...800		400...800		400...800	
Pilot fuel pressure drop after engine, max	kPa	150		150		150	
Pilot fuel return flow at 100% load	kg/h	284		284		284	
Lubricating oil system (Note 5)							
Pressure before bearings, nom. (PT 201)	kPa	400		400		400	
Pressure after pump, max.	kPa	800		800		800	
Suction ability, including pipe loss, max.	kPa	40		40		40	
Priming pressure, nom. (PT 201)	kPa	80		80		80	
Temperature before bearings, nom. (TE 201)	°C	63		63		63	
Temperature after engine, approx.	°C	78		78		78	
Pump capacity (main), engine driven	m³/h	149		153		198	

Wärtsilä 8L50DF		DE IMO Tier 2		DE IMO Tier 2		ME IMO Tier 2	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Cylinder output	kW	950		975		975	
Engine speed	rpm	500		514		514	
Pump capacity (main), electrically driven	m³/h	145		145		145	
Oil flow through engine	m³/h	115		115		115	
Priming pump capacity (50/60Hz)	m³/h	45.0 / 45.0		45.0 / 45.0		45.0 / 45.0	
Oil volume in separate system oil tank	m³	11		11		11	
Oil consumption at 100% load, approx.	g/kWh	0.5		0.5		0.5	
Crankcase ventilation flow rate at full load	l/min	1500		1500		1500	
Crankcase volume	m³	19.5		19.5		19.5	
Crankcase ventilation backpressure, max.	Pa	500		500		500	
Oil volume in turning device	l	8.5...9.5		8.5...9.5		8.5...9.5	
Oil volume in speed governor	l	1.4		1.4		1.4	
HT cooling water system							
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 401)	kPa	250 + static		250 + static		250 + static	
Pressure at engine, after pump, max. (PT 401)	kPa	480		480		480	
Temperature before cylinders, approx. (TE 401)	°C	74		74		74	
Temperature after charge air cooler, nom.	°C	91		91		91	
Capacity of engine driven pump, nom.	m³/h	180		180		180	
Pressure drop over engine, total	kPa	50		50		50	
Pressure drop in external system, max.	kPa	150		150		150	
Pressure from expansion tank	kPa	70...150		70...150		70...150	
Water volume in engine	m³	1.35		1.35		1.35	
LT cooling water system							
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 471)	kPa	250+ static		250+ static		250+ static	
Pressure at engine, after pump, max. (PT 471)	kPa	440		440		440	
Temperature before engine, max. (TE 471)	°C	38		38		38	
Temperature before engine, min. (TE 471)	°C	25		25		25	
Capacity of engine driven pump, nom.	m³/h	180		180		180	
Pressure drop over charge air cooler	kPa	30		30		30	
Pressure drop in external system, max.	kPa	200		200		200	
Pressure from expansion tank	kPa	70...150		70...150		70...150	
Starting air system (Note 6)							
Pressure, nom. (PT 301)	kPa	3000		3000		3000	
Pressure at engine during start, min. (20 °C)	kPa	1000		1000		1000	
Pressure, max. (PT 301)	kPa	3000		3000		3000	
Low pressure limit in starting air vessel	kPa	1800		1800		1800	
Consumption per start at 20 °C (successful start)	Nm³	4.8		4.8		4.8	
Consumption per start at 20 °C (with slowturn)	Nm³	5.8		5.8		5.8	

Notes:

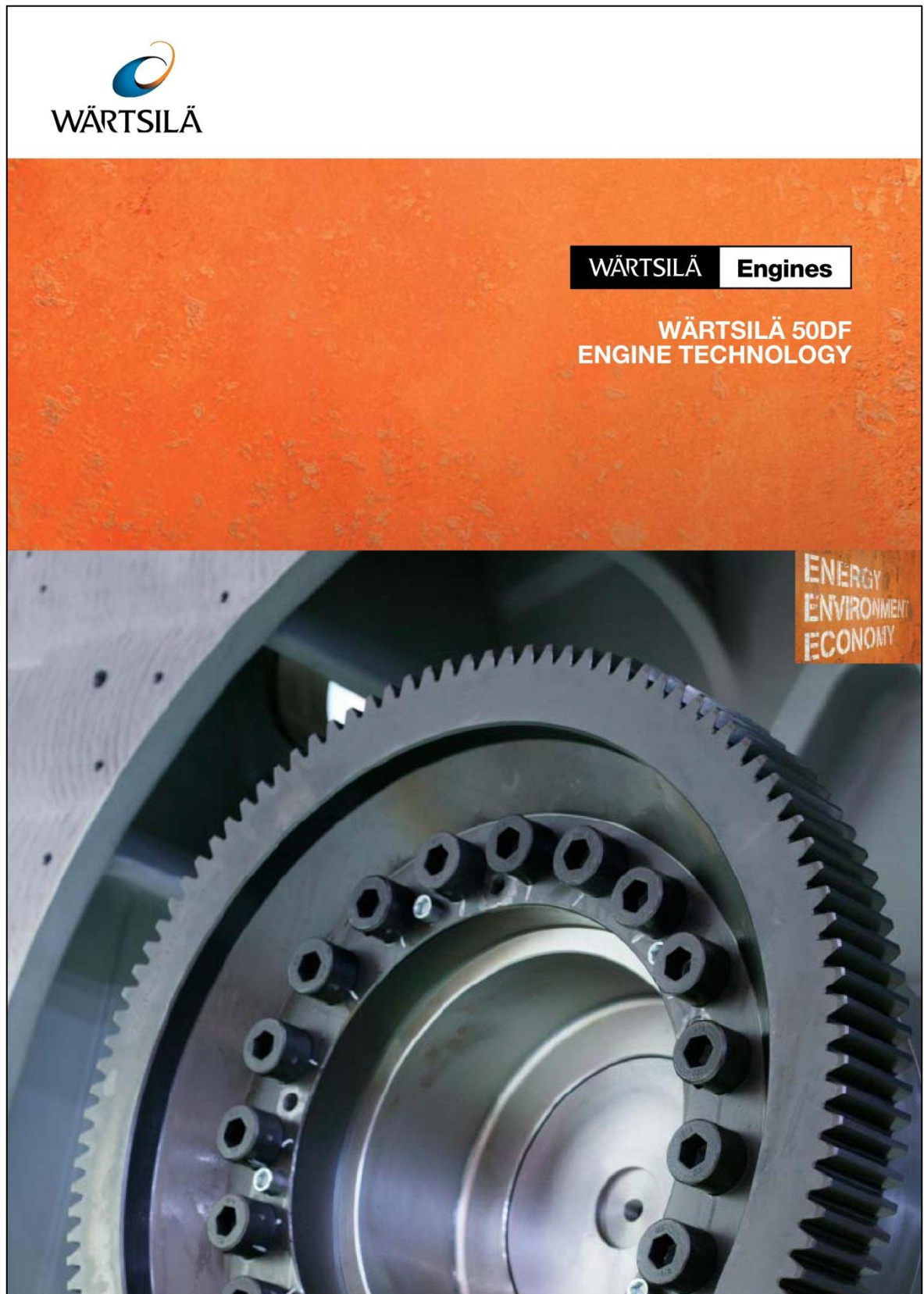
- Note 1 At Gas LHV 49620kJ/kg
- Note 2 At 100% output and nominal speed. The figures are valid for ambient conditions according to ISO 15550, except for LT-water temperature, which is 35°C in gas operation and 45°C in back-up fuel operation. And with engine driven water, lube oil and pilot fuel pumps.
- Note 3 According to ISO 15550, lower calorific value 42700 kJ/kg, with engine driven pumps (two cooling water + one lubricating oil pumps). Tolerance 5%. Gas Lower heating value >28 MJ/m³N and Methane Number High (>80). The fuel consumption BSEC and SFOC are guaranteed at 100% load and the values at other loads are given for indication only.
- Note 4 Fuel gas pressure given at LHV ≥ 36MJ/m³N. Required fuel gas pressure depends on fuel gas LHV and need to be increased for lower LHV's. Pressure drop in external fuel gas system to be considered. See chapter Fuel system for further information.
- Note 5 Lubricating oil treatment losses and oil changes are not included in oil consumption. The lubricating oil volume of the governor is depending of the governor type.
- Note 6 At manual starting the consumption may be 2...3 times lower.

ME = Engine driving propeller, variable speed

DE = Diesel-Electric engine driving generator

Subject to revision without notice.

3.2. Wärtsilä Engines – Wärtsilä 50DF engine technology





**WÄRTSILÄ****Engines**

WÄRTSILÄ 50DF ENGINE TECHNOLOGY

This is a brief guide to the technical features and performance of the Wärtsilä 50DF engine.

INTRODUCTION.....	4
DESIGN PHILOSOPHY.....	5
THE LEAN-BURN CONCEPT	6
EMISSIONS.....	6
FUEL SYSTEM.....	6
INJECTION VALVE.....	7
GAS ADMISSION VALVE	8
INJECTION PUMP.....	8
PILOT PUMP	8
OPERATION MODE TRANSFER	9
AIR-FUEL RATIO CONTROL	9
ENGINE COOLING SYSTEM	9
ENGINE LUBRICATION SYSTEM	9
ENGINE STARTING SYSTEM	9
PISTON	10
PISTON RING SET	10
CYLINDER HEAD	10
CYLINDER LINER AND ANTI-POLISHING RING.....	10
CONNECTING ROD AND BIG END BEARINGS.....	11
ENGINE BLOCK.....	11
CRANKSHAFT AND BEARINGS	12
TURBOCHARGER	12
AUTOMATION	12
MAINTENANCE	14
FUELS	15
MAIN TECHNICAL DATA.....	15



INTRODUCTION

The WÄRTSILÄ® 50DF tri-fuel engine is the ultimate 'fuel flexibility' engine.

The Wärtsilä 50DF is a four-stroke dual-fuel engine that can be run on natural gas, light fuel oil (LFO) or heavy fuel oil (HFO). Moreover, the engine can switch over from gas to LFO/HFO and vice versa smoothly during engine operation. The Wärtsilä 50DF is manufactured in configurations from 6L up to 18V giving 950/975 kW per cylinder and a total maximum mechanical output of 17,100 kW. The engine speed is 500 or 514 rpm for use with 50 or 60 Hz applications. The engine has a maximum thermal efficiency of 47%, higher than for any other gas engine.



DESIGN PHILOSOPHY

The new Wärtsilä 50DF applies the sophisticated tri-fuel technology incorporated in the reliable and well-tried Wärtsilä 46 HFO engine.

The Wärtsilä 50DF is designed to provide high output with fuel flexibility, low emission rates, high efficiency and high reliability. The engine functions are controlled by an advanced automation system that allows optimum running conditions to be set independent of the ambient conditions or fuel.

Both the gas admission and pilot fuel injection are electronically controlled. This ensures that the correct air-fuel ratio can be set for each cylinder individually and that the minimum amount of pilot fuel can be injected while ensuring safe and stable combustion. All parameters are controlled automatically during operation.

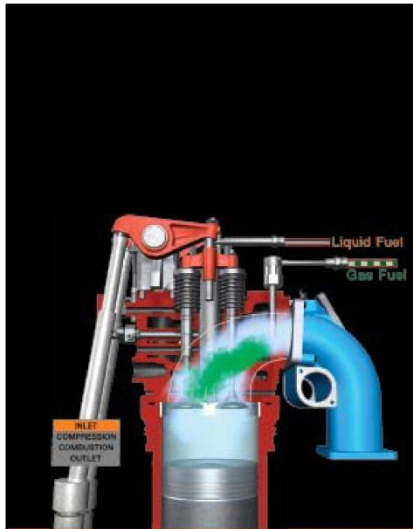
The Wärtsilä 50DF is designed to meet customer demands for a safe and fuel-flexible

engine, running both on gas and on liquid fuel. The Wärtsilä 50DF, like all Wärtsilä engines, has a simple and straightforward design. Its piping and external connections have been minimized, the safety margins are ample, maintenance is easy and rapid, and the electronic safety protection system is a built-in feature. The individually and electronically controlled valves ensure that all cylinders stay within the operating window, avoiding knocking and misfiring. This eliminates unnecessary load reductions and shutdowns.

The Wärtsilä 50DF is designed to give the same output whether it is running on natural gas or on LFO/HFO. For the Wärtsilä 50DF operating on gas, NO_x and CO₂ emissions are substantially lower than for an HFO engine.

The engine's NO_x emissions comply with the Word Bank guidelines for dual-fuel engines as well as the upcoming IMO Tier II standard.



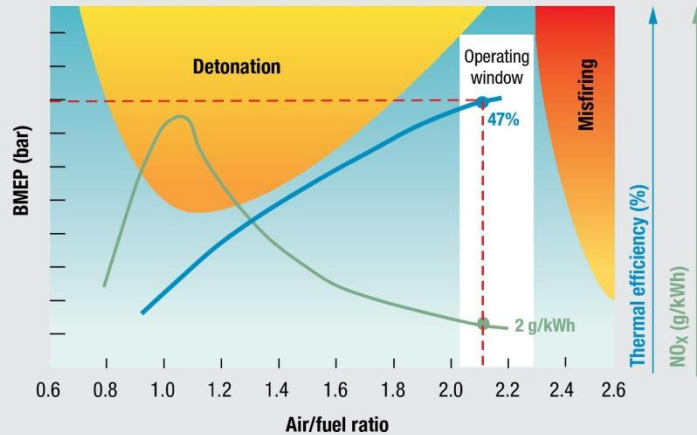


THE LEAN-BURN CONCEPT

The Wärtsilä 50DF operates on the lean-burn principle: the mixture of air and gas in the cylinder has more air than is needed for complete combustion. Lean combustion reduces peak temperatures and therefore NO_x emissions. Efficiency is increased and higher output is reached while avoiding knocking.

Combustion of the lean air-fuel mixture is initiated by injecting a small amount of LFO (pilot fuel) into the cylinder. The pilot fuel is ignited in a conventional diesel process, providing a high-energy ignition source for the main charge. To obtain the best efficiency and lowest emissions, every cylinder is individually controlled to ensure operation at the correct air-fuel ratio and with the correct amount and timing of pilot fuel injection.

Wärtsilä has developed a special electronic control system to cope with the demanding task of controlling the combustion in each cylinder, and to ensure optimal performance in terms of efficiency and emissions under all conditions by keeping each cylinder within the operating window. Stable and well-controlled combustion also contributes to less mechanical and thermal load on the engine components.



EMISSIONS

Current stringent emission regulations demand the reduction of NO_x emissions. In an internal combustion engine this means controlling peak temperature and residence time, which are the main parameters governing NO_x formation.

In the Wärtsilä 50DF engine, the air-fuel ratio is very high (typically 2.2). Since the same specific heat quantity released by combustion is used to heat up a larger mass of air, the maximum temperature and consequently NO_x formation are lower. The mixture is uniform throughout the cylinder since the fuel and air are premixed before introduction into the cylinders, which helps to avoid local NO_x formation points within the cylinder. Benefiting from this unique feature, NO_x emissions from the Wärtsilä 50DF are extremely low and comply with the most stringent existing legislation.

FUEL SYSTEM

The fuel system of the Wärtsilä 50DF trifuel has been divided into three: one for gas, one

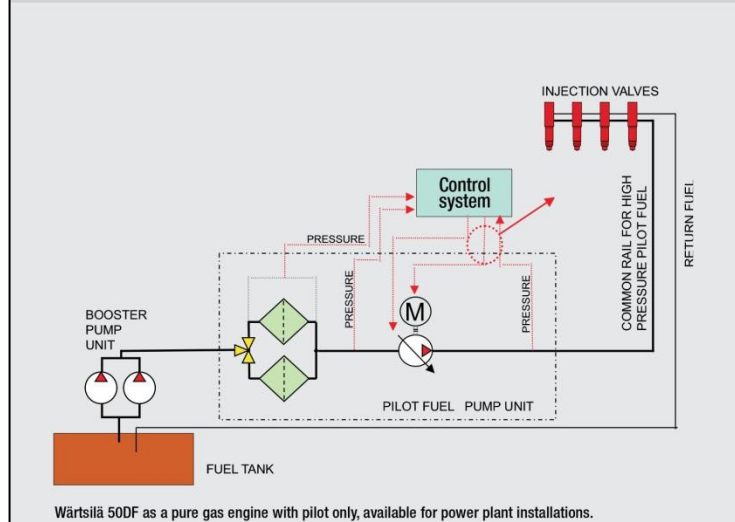
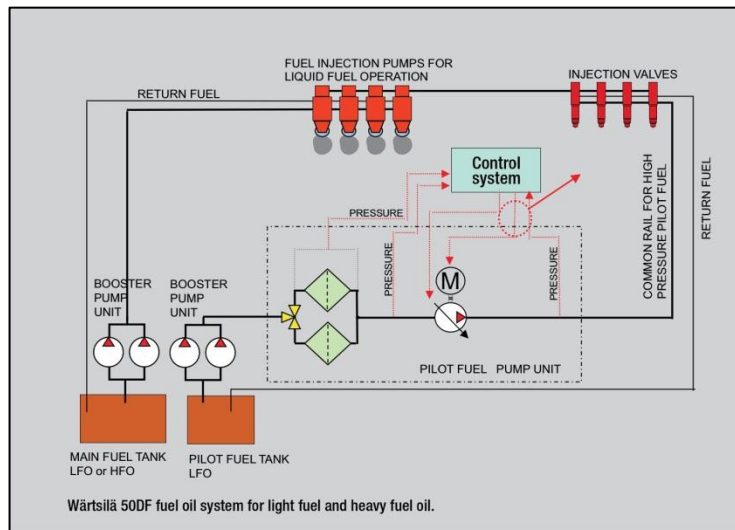
for liquid fuel and a separate pilot fuel system. The Wärtsilä 50DF is normally started in diesel mode using both main diesel and pilot fuel. Gas admission is activated when combustion is stable in all cylinders. When running the engine in gas mode, the pilot fuel amounts to less than 1% of full-load fuel consumption. The amount of pilot fuel is controlled by the engine control system. When running the engine in liquid fuel mode the pilot is also in use to ensure nozzle cooling.

The power plant engine can also be delivered without the liquid fuel system. In this case the engine is started on pilot fuel with gas admission activated when engine is up in speed. The synchronisation and loading is done on gas. The pilot fuel consumption is here the same less than 1% of full load fuel consumption. This option is not available for marine installations.

GAS SUPPLY

The natural gas is supplied to the engine through a valve station. The gas is first filtered to ensure clean supply. The gas pressure is controlled by a valve located in the valve





station. The gas pressure is dependent on engine load. At full load the pressure before the engine is 3.9 bar (g) for LHV 36 MJ/m³. For lower LHV the pressure has to be increased. The system includes the necessary shut-off and venting valves to ensure safe and trouble-free gas supply.

On the engine, the gas is supplied through large common-rail pipes running along the engine. Each cylinder then has an individual feed pipe to the gas admission valve on the cylinder head.

Gas piping in marine installations is of double wall design as standard.

DIESEL OIL SUPPLY

The fuel oil supply on the engine is divided into two separate systems: one for the pilot fuel and the other for liquid fuel.

The pilot fuel is elevated to the required pressure by a pump unit. This includes duplex filters, pressure regulator and an engine-driven radial piston-type pump. The high-pressure pilot fuel is then distributed through a common-rail pipe to the injection valves at each cylinder. Pilot fuel is injected at approximately 900 bar pressure and the timing and duration are electronically controlled. The pilot fuel system is separated from the liquid fuel system with separate connections on the engine. The liquid fuel is separated from the pilot fuel system and is fed to a normal camshaft-driven injection pump. From the injection pump, the high-pressure fuel goes to a spring-loaded injection valve of standard design for a diesel engine.

INJECTION VALVE

The Wärtsilä 50DF has a twin-needle injection valve. The larger needle is used in diesel mode for LFO or HFO operation and the smaller for pilot fuel oil when the engine is running in gas mode and also in liquid fuel operation to ensure nozzle cooling. Pilot injection is electronically controlled and the main diesel injection is hydromechanically controlled. The individually controlled solenoid valve allows optimum timing and duration of pilot fuel injection into every cylinder when the engine is running in gas mode. Since NO_x formation depends greatly on the pilot fuel amount, this design ensures very low NO_x formation while still employing a stable and reliable ignition source for the lean air-gas mixture in the combustion chamber.



GAS ADMISSION VALVE

Gas is admitted to the cylinders just before the air inlet valve. The gas admission valves are electronically actuated and controlled by the engine control system to give exactly the correct amount of gas to each cylinder. This way the combustion in each cylinder can be fully and individually controlled. Since the valve can be timed independently of the inlet valves, the cylinder can be scavenged without risk of gas being fed directly to the exhaust system.

Independent gas admission ensures the correct air-fuel ratio and optimal operating point with respect to efficiency and emissions. It also enables reliable performance without shutdowns, knocking or misfiring. The gas admission valves have a short stroke and specially selected materials, thus providing low wear and long maintenance intervals.

8

INJECTION PUMP

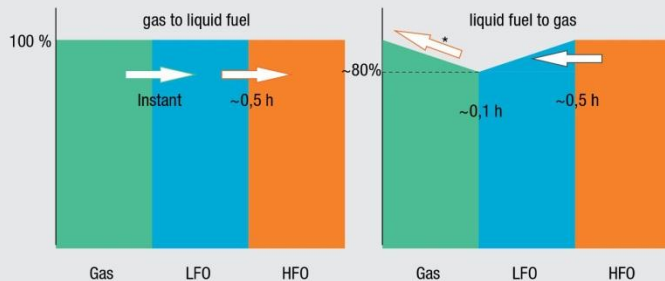
The Wärtsilä 50DF utilizes the well-proven monoblock injection pump developed by Wärtsilä. This pump withstands the high pressures involved in fuel injection and has a constant-pressure relief valve to avoid cavitation. The fuel pump is ready for operation at all times and will switch over from gas to fuel oil if necessary. The plunger is equipped with a wear-resistant coating.

PILOT PUMP

The pilot fuel pump is engine-driven. It receives the signal for correct outgoing fuel pressure from the engine control unit and independently sets and maintains the pressure at the required level. It transmits the prevailing fuel pressure to the engine control system.

High-pressure fuel is delivered to each injection valve through a common-rail pipe, which acts as a pressure accumulator and damper against pressure pulses in the system. The fuel system has a double wall design with alarm for leakage.

"INSTANT" CHANGE OVER FROM GAS TO HFO MODE WITH THE TRI-FUEL SOLUTION



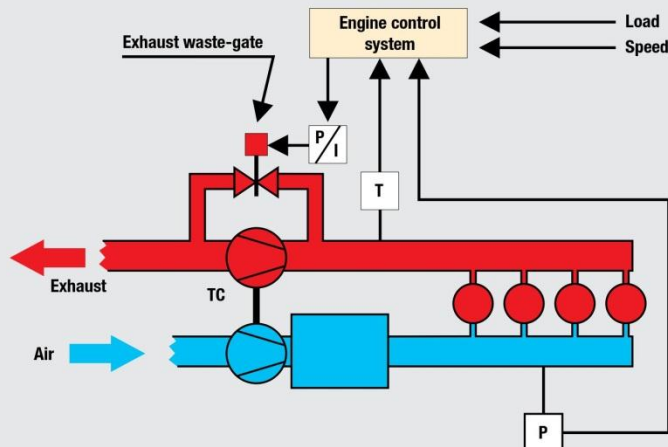
In the tri-fuel solution the twin injection nozzles are used also for HFO operation.
The LFO pilot is in use also during the HFO operation.
* The time to reach full load on gas depends on duration of HFO operation.

OPERATION MODE TRANSFER

The engine can be switched automatically from fuel oil to gas operation at loads below 80% of the full load. Transfer takes place automatically after the operator's command without load changes. During switchover, which lasts about one minute, the fuel oil is gradually substituted by gas.

In the event of for instance a gas supply interruption, the engine converts from gas to fuel oil operation at any load instantaneously and automatically. Furthermore, the separate

liquid fuel system makes it possible to switch over from LFO to HFO without load reduction. The pilot fuel is in operation during HFO operation to ensure nozzle cooling. The pilot fuel consumption is less than 1% of full load fuel consumption. Switching over to LFO from HFO operation can also be done without load reduction. From LFO to gas operation, the switch can be made as described above. This operation flexibility is the real advantage of the tri-fuel system.



AIR-FUEL RATIO CONTROL

Correct air-fuel ratio under any operating conditions is essential to optimum performance and emissions. For this function, Wärtsilä 50DF is equipped with an exhaust gas waste-gate valve.

Part of the exhaust gases bypasses the turbocharger through the waste-gate valve. The valve adjusts the air-fuel ratio to the correct value independent of the varying site conditions under high engine loads.

ENGINE COOLING SYSTEM

The 50DF engine has a flexible cooling system design optimized for different cooling applications. The cooling system has two separate circuits: high-temperature (HT) and low-temperature (LT). The HT circuit controls the cylinder liner and the cylinder head temperatures while the LT circuit serves the lubricating oil cooler. The circuits are also connected to the respective parts of the two-stage charge air cooler. Power plant engines of V-type are also available with an open interface system where the cooling circuits can be connected separately. This makes optimized heat recovery and optimized cooling system possible. The LT pump is always in serial connection with second stage of CA cooler. The HT pump is always in serial connection with the jacket cooling circuit. Both HT and LT water pumps are engine-driven.

ENGINE LUBRICATION SYSTEM

The Wärtsilä 50DF has an engine-driven oil pump and can be provided with either a wet or dry sump oil system, where the oil is mainly treated outside the engine. Marine engines have a dry sump and power plant engines a wet sump. On the way to the engine, the oil passes through a full-flow automatic filter unit and a safety filter for final protection. Lubricating oil is filtered through a full-flow paper cartridge filter. A separate centrifugal filter acts as an indicator of excessive dirt in the lubricating oil. A separate pre-lubricating system is used before the engine is started to avoid engine part wear.

For running in, provision has been made for mounting special running-in filters in front of each main bearing.

ENGINE STARTING SYSTEM

The Wärtsilä 50DF engine is provided with a conventional pneumatic in-cylinder starting system. Cylinder heads are equipped with starting valves.

A starting limiter valve prevents the engine from starting if the turning gear is engaged.

PISTON

Pistons are of the low-friction, composite type with forged steel top and nodular cast iron skirt. The design itself is tailored for an engine of this size and includes a number of innovative approaches. Long lifetime is obtained using Wärtsilä's patented skirt-lubricating system, a piston crown cooled by 'cocktail shaker' cooling, and box type stiff robust skirt design.

CYLINDER HEAD

The cylinder head incorporates the four-screw technology introduced by Wärtsilä. At high cylinder pressures, it has proved its superiority, especially when liner roundness and dynamic behaviour are considered. It offers reliability and ease of maintenance. In addition, the most efficient air inlet and exhaust gas channels can be configured with this type of cylinder head. Cooling water flow has been optimized to provide proper cooling of the exhaust valves, cylinder head flame plate and the twin needle injection valve. This minimizes thermal stress levels and guarantees a sufficiently low exhaust valve temperature. Both inlet and exhaust valves are fitted with rotators for even thermal and mechanical loading.

CYLINDER LINER AND ANTI-POLISHING RING

The cylinder liner and piston designs are based on extensive expertise in tribology and wear resistance acquired over many years of pioneering work in the design of heavy-duty diesel engines.

The liner's high bore-cooled collar ensures minimum deformation and efficient cooling. A material and surface honing structure has been selected for maximum wear resistance and strength. The anti-polishing ring is located at the upper part of the liner to minimize the risk of bore polishing and ensures low and stable lube oil consumption over the whole overhauling period.



PISTON RING SET

Most of the frictional loss in a reciprocating combustion engine originates from the piston rings. The piston ring set in the Wärtsilä 50DF is optimal with respect to both functionality and efficiency. It is located in the piston crown and has two compression rings and an oil control ring. Every ring is dimensioned and profiled for its task. This three-ring concept has proved its efficiency in all Wärtsilä engines.





CONNECTING ROD AND BIG END BEARINGS

The connecting rod is a three-piece design and combustion forces are distributed over a maximum bearing area. Movements between mating surfaces are minimized.

The pistons can be overhauled without dismantling the big-end bearing and the big-end bearing can be inspected without

removing the piston. The three-piece design also reduces the required height for piston overhaul. The big-end bearing housing is hydraulically tightened, resulting in a distortion-free bore for the corrosion-resistant precision bearing.



ENGINE BLOCK

The engine block is of nodular cast iron, cast in one piece. It features high rigidity, simplicity and cleanliness. The crankshaft is underslung and gives very high stiffness to the engine block. This provides excellent conditions for main bearing performance.



CRANKSHAFT AND BEARINGS

The increasing cylinder pressures of the modern gas engines call for robustness and reliability of the crank gear. The bearing loads are kept conservative by using large pin and journal diameters, careful optimization of crank throw dimensions and fillets.

Ample oil film thickness is maintained in the main bearings by careful balancing of the rotational masses and by the use of an ungrooved bearing surface in the critical areas of the big-end bearings.

TURBOCHARGER

The Wärtsilä 50DF is equipped with the modular-built Spex (single pipe exhaust) turbocharging system, which combines the advantages of both pulse and constant pressure charging. The interface between engine and turbocharger is streamlined with a minimum of flow resistance on both exhaust and air sides. High-efficiency turbochargers with inboard plain bearings are used, and the engine lubricating oil system is used for the turbocharger. The waste-gate is actuated electro-pneumatically.

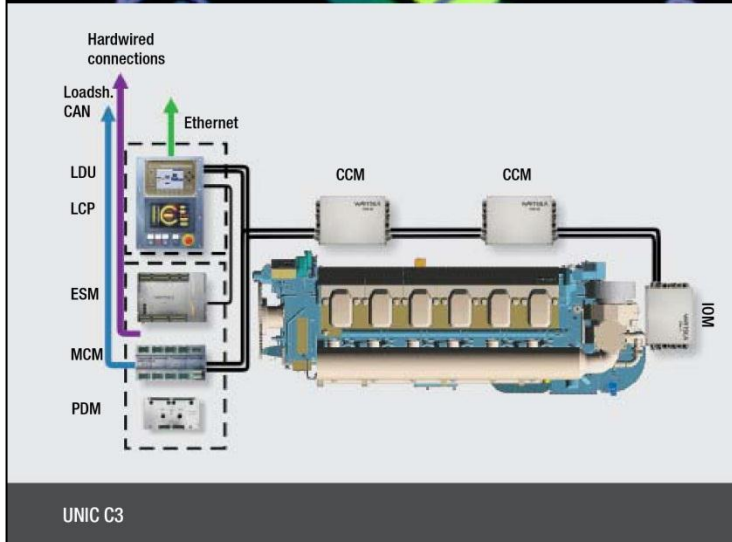
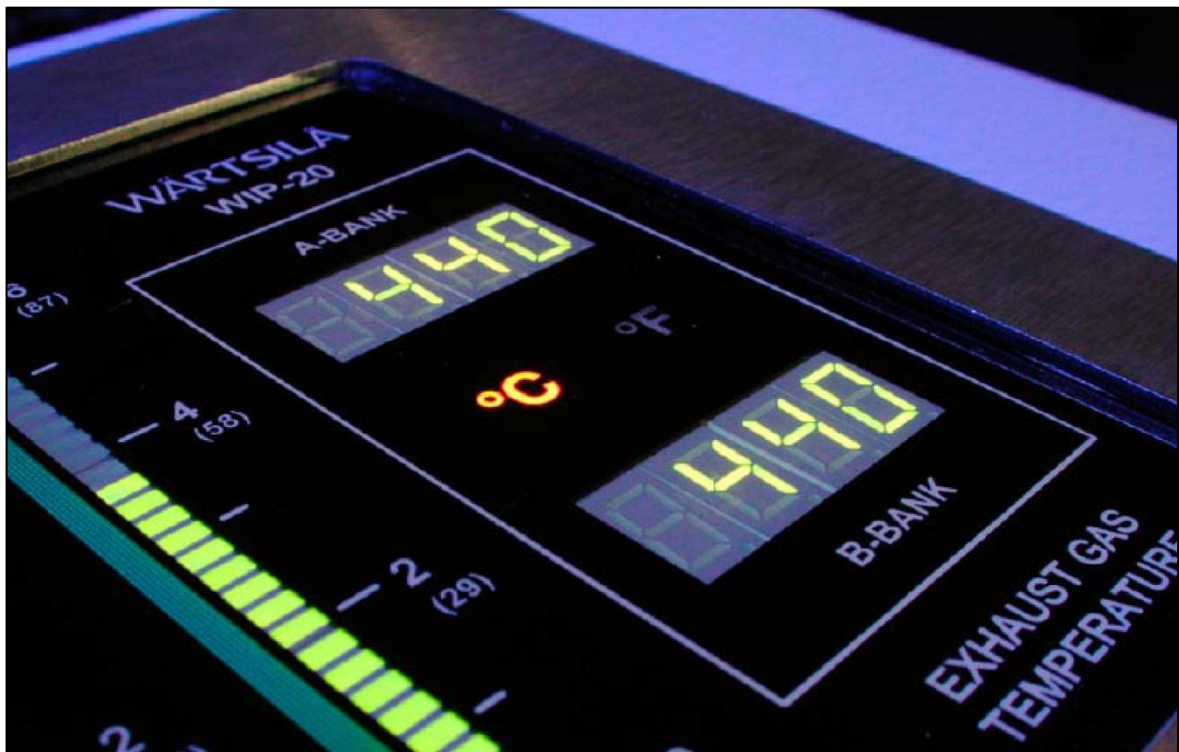


AUTOMATION

All engine functions are controlled by the engine control system, a microprocessor-based distributed control system mounted on the engine. The various electronic modules are dedicated and optimized for certain functions and they communicate with each other via a CAN databus.

The engine control system offers the following advantages:

- Easy maintenance and high reliability due to point-to-point cabling, high quality cables and rugged mounting of engine electronics
- Easy interfacing with external systems via a databus
- Reduced cabling on and around the engine
- High flexibility and easy customizing



- Digitized signals – free from electromagnetic disturbance
- Built-in diagnostics for easy troubleshooting.

MAIN CONTROL MODULE

The core of the engine control system is the main control module. This is responsible for ensuring the engine's reliable operation and for

keeping the engine at optimum performance in all operating conditions such as varying ambient temperature and gas quality. The main control module reads the information sent by all the other modules. Using this information it adjusts the engine's speed and load control by determining reference values for the main gas admission, air-fuel ratio and pilot fuel amount and timing. The main control

module automatically controls the start and stop sequences of the engine and the safety system. The module also communicates with the plant control system (PLC).

CYLINDER CONTROL MODULE

Each cylinder control module monitors and controls three cylinders. The cylinder control module controls the cylinder-specific air-fuel ratio by adjusting the gas admission individually for each cylinder.

The cylinder control module measures the knock intensity, i.e. uncontrolled combustion in the cylinder, information on which is used to adjust the cylinder specific pilot fuel timing and gas admission. Light knocking leads to automatic adjustment of the pilot fuel timing and cylinder specific air-fuel ratio. Heavy knocking leads to load reduction or a gas trip.

MONITORING MODULES

Monitoring modules are located close to groups of sensors, which reduces cabling on the engine. The monitored signals are transmitted to the main control module and used for the engine control and safety system. The monitored values are also transferred to the operator interface on the external control system.



MAINTENANCE

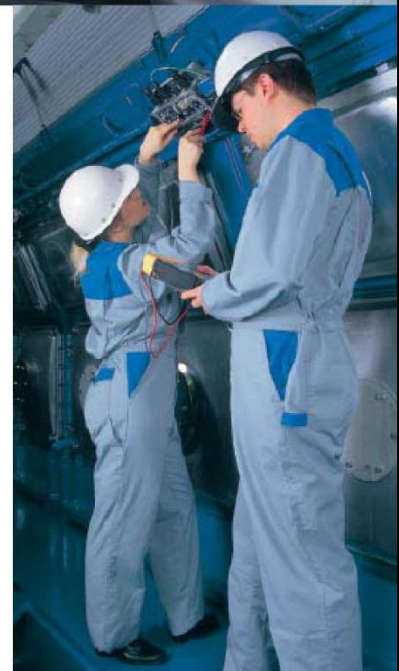
Thanks to the purity of gas, the Wärtsilä 50DF offers long component lifetime and time between overhauls. Ease of maintenance, however, has been an essential element in the engine's design.

The engine has a large opening into the crankcase and camshaft to facilitate checking and maintenance. All high-tension bolts are tightened hydraulically and this approach is also widely used elsewhere where possible. Since the main bearing caps are relatively heavy, each bearing cap is equipped with a permanently fitted hydraulic jack for easy manoeuvring of the cap. The following main features promote easy maintenance of the Wärtsilä 50DF:

- A resiliently mounted insulating box surrounds the exhaust system. Easy

access to the piping system is obtained by removing the insulating panels.

- The camshaft is built of identical cylinder segments bolted on to intermediate bearing pieces.
- A wide range of special tools and measuring equipment specifically designed to facilitate service work are also available.
- The pilot pump is located in front of the engine, ensuring easy access and maintenance.
- Use of electrically controlled gas admission valves means few mechanical parts and no need for periodic adjustments.
- The three-piece connecting rod allows inspection of the big-end bearing without removal of the piston, and piston overhaul without dismantling the big-end bearing.



FUELS

GAS FUEL QUALITY

The Wärtsilä 50DF can run on most natural gas qualities. The nominal design point is a Methane Number of 80. The engine can be operated on gases with lower Methane Numbers with a different performance.

The Wärtsilä 50DF is designed for continuous operation, without reduction in the rated output, on gas qualities that meet the following specification:

Lower heating value (LHV)	MJ/Nm ³	> 28
Methane number for nominal output		≥ 80
Methane content, CH ₄	% vol.	> 70
Hydrogen sulphide, H ₂ S	% vol.	< 0.05
Hydrogen, H ₂	% vol.	< 3
Condensates	% vol.	0
Ammonia	mg/Nm ³	< 25
Chlorine + fluorines	mg/Nm ³	< 50
Particles or solids content	mg/Nm ³	< 50
Particles or solids size	μm	< 5
Gas inlet temperature	°C	0-60
Gas inlet pressure	bar (g)	3.9 at LHV 36

LIQUID FUEL QUALITY

The Wärtsilä 50DF is designed for continuous operation, without reduction in the rated output, on pilot and liquid main fuels with the following properties:

Viscosity	cSt/40°C	< 11.0
Density at 15°C	g/ml	< 0.900
Water	% volume	< 0.3
Sulphur content	% mass	< 2.0
Ash content	% mass	< 0.01
Vanadium content	mg/kg	–
Sodium content	mg/kg	–
Conradson carbon residue	% mass	< 0.3
Asphaltenes	% mass	–
Flash point, PMCC	°C	> 60
Pour point	°C	≤ 6
Sediment	% mass	< 0.07
Cetane number		> 35

The Wärtsilä 50DF is designed for continuous operation, without reduction in the rated output, on liquid main fuels with the following properties:

		HFO 1	HFO 2
ISO 8217	DMC		RMK55
Viscosity, max	cSt / 40°C	14	–
Viscosity, max	cSt / 100°C	–	55
Sulphur, max	%	2.0	5.0
Vanadium, max	mg/kg	100	600
Aluminium + Silicon*	mg/kg	25 (15)	80 (15)

*Figures in brackets refer to values before engine

WÄRTSILÄ Engines

MAIN TECHNICAL DATA WÄRTSILÄ 50DF

Cylinder bore	500 mm
Piston stroke	580 mm
Cylinder output	950/975 kW/cyl
Speed	500, 514 rpm
Mean effective pressure	20.0 bar
Piston speed	9.7, 9.9 m/s

MARINE ENGINES, IMO Tier II

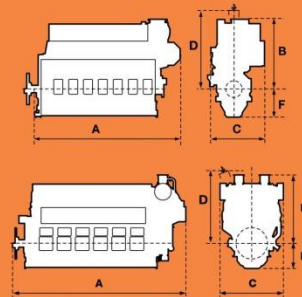
RATED POWER

Engine type	50 Hz		60 Hz	
	Engine kW	Gen. kW	Engine kW	Gen. kW
6L50DF	5 700	5 500	5 850	5 650
8L50DF	7 600	7 330	7 800	7 530
9L50DF	8 550	8 250	8 775	8 470
12V50DF	11 400	11 000	11 700	11 290
16V50DF	15 200	14 670	15 600	15 050
18V50DF	17 100	16 500	17 550	16 940

Generator output based on a generator efficiency of 96.5%.

ENGINE DIMENSIONS (MM) AND WEIGHTS (TONNES)

Engine type	A	B	C	D	F	Weight
6L50DF	8 115	3 580	2 850	3 820	1 455	96
8L50DF	9 950	3 600	3 100	3 820	1 455	128
9L50DF	10 800	3 600	3 100	3 820	1 455	148
12V50DF	10 465	4 055	3 810	3 600	1 500	175
16V50DF	12 665	4 055	4 530	3 600	1 500	220
18V50DF	13 725	4 280	4 530	3 600	1 500	240



POWER PLANT ENGINES

TECHNICAL DATA 50 HZ/500 RPM

	Unit	18V50DF	18V50DF*
Power, electrical	kW	16621	16621
Heat rate	kJ/kWh	7616	8185
Electrical efficiency	%	47.3	44.0


Technical data 60 Hz/514 rpm

	kW	17076	17076
Power, electrical			
Heat rate	kJ/kWh	7616	8185
Electrical efficiency	%	47.3	44.0

Dimensions and dry weight with generating set

Length	mm	18780	18780
Width	mm	4090	4090
Height	mm	6020	6020
Weight	tonne	355	355

Heat rate and electrical efficiency at generator terminals, including engine-driven pumps, ISO 3046 conditions and LHV. Tolerance 5%. Power factor 0.8. Gas Methane Number >80. *In liquid mode.



WÄRTSILÄ


Wärtsilä is a global leader in complete lifecycle power solutions for the marine and energy markets. By emphasising technological innovation and total efficiency, Wärtsilä maximises the environmental and economic performance of the vessels and power plants of its customers. Wärtsilä is listed on the NASDAQ OMX Helsinki, Finland.

09/2007 / Boock's Office / Wärtsilä Graphics

WÄRTSILÄ® is a registered trademark. Copyright © 2009 Wärtsilä Corporation.

**ENERGY
ENVIRONMENT
ECONOMY**

WARTSILA.COM



3.3. Antecedentes del LNG y de su transporte

Las primeras experiencias para convertir el metano al estado líquido fueron hechas por el físico y químico inglés Michael Faraday en el siglo XIX, con el descubrimiento de la licuación de los gases, en 1818. Faraday experimentó con el licuado de diferentes tipos de gases, incluyendo entre ellos el gas natural.

El primer uso de LNG fue para recuperar helio del gas natural, basando el proceso en la licuefacción de los hidrocarburos que contenían helio y dejando este último en fase gaseosa. Después de la extracción del helio, el LNG se vaporizaba y se vendía como combustible, pasando de considerarse un subproducto sin valor asociado con la extracción petróleo crudo a una valiosa fuente de combustibles como el propano y el butano.

A temperaturas superiores a la temperatura crítica una sustancia pura no puede existir en fase líquida, siendo necesario enfriarla por debajo de su temperatura crítica. Para lograr este enfriamiento fue necesaria la construcción de la primera máquina de refrigeración a compresión con capacidad para licuar gas, en Múnich en 1873 por el ingeniero alemán Karl Von Linde. El método Linde se emplea en la actualidad y es el método más práctico para el proceso de licuefacción; el sistema está compuesto por un compresor en etapas múltiples, un intercambiador de calor, una válvula de expansión y un depósito para el gas licuado.

El proceso es como sigue:

1. El gas entra al sistema a través del compresor, donde se le aplica trabajo para, a su salida, disponer de gas comprimido y a temperatura ambiente.
2. El gas, a la salida del compresor, se envía a un intercambiador de calor donde se reduce su temperatura.
3. Después, el gas frío y comprimido se expande a través de una válvula hasta la presión atmosférica, enfriándose aún más debido al efecto Joule-Thomson: al disminuir la presión, disminuye la temperatura.
4. Pasa a la cámara de licuación, donde parte del gas entra en estado de líquido saturado y se extrae a un tanque de almacenamiento.

5. El gas frío que no ha sido licuado se manda otra vez al intercambiador de calor situado antes de la válvula. El gas que sale del separador lo hace como vapor saturado, pudiendo estar mucho más frío que el gas que sale del compresor, por lo que se puede utilizar para enfriar la corriente gaseosa que pasa del compresor hacia la válvula de estrangulamiento.
6. El gas que se utiliza en el intercambiador se añade después a la corriente que entra al compresor y el ciclo se repite.

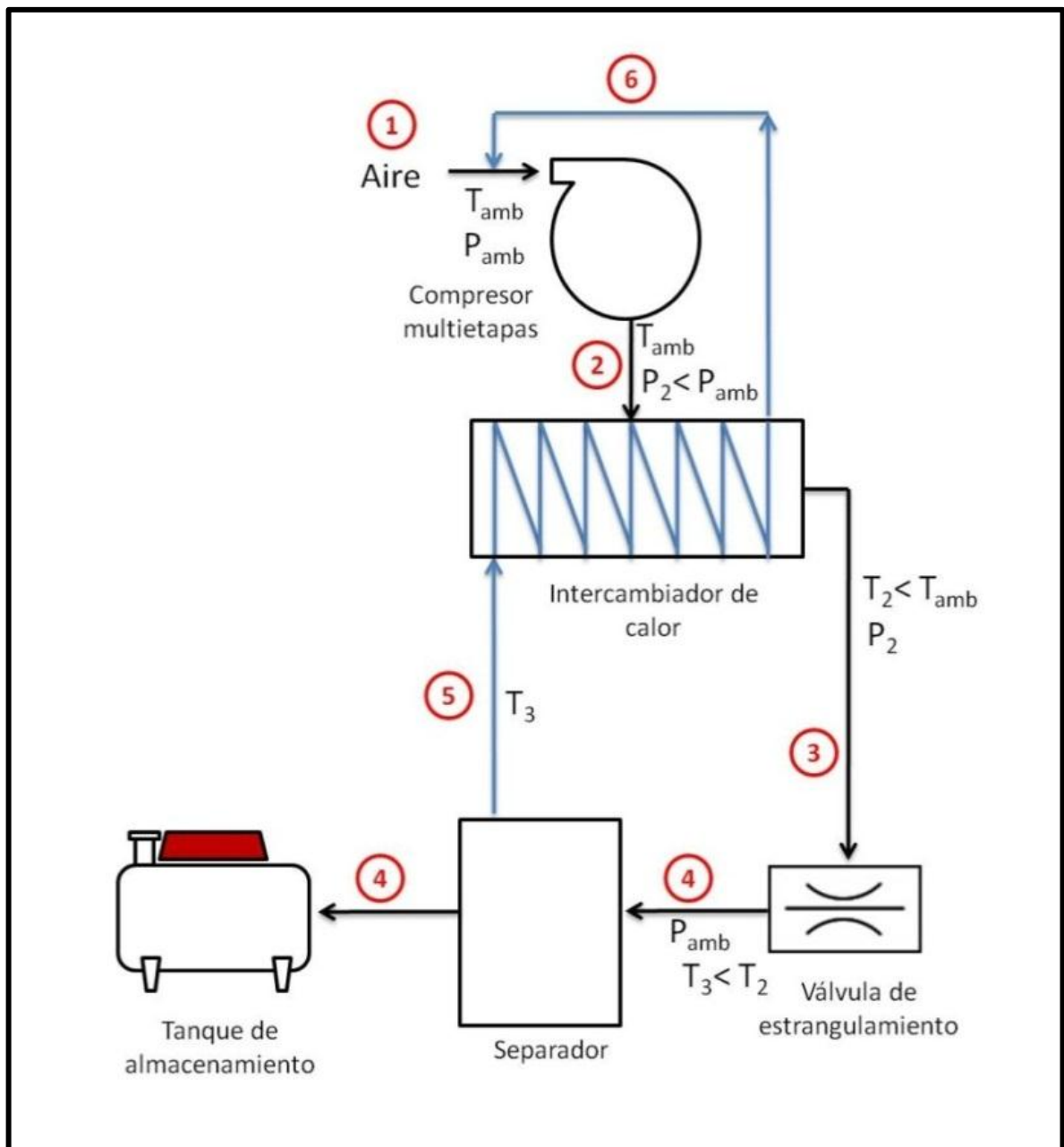


Ilustración 1 – Esquema del sistema Linde-Hampson

La primera planta de licuefacción de gas natural fue construida en West Virginia (EE.UU.) en el año 1912 y comenzó a funcionar en 1917. En 1914, Godfrey Cabot patentó una gabarra para transportar gas líquido vía marítima, demostrando que este transporte era técnicamente posible, pero no fue hasta el año 1941 cuando se construyó la primera planta comercial de licuefacción en Cleveland, Ohio (EE.UU.). La planta contaba con tanques a presión atmosférica para almacenar el GNL y elevó la posibilidad del transporte de gas natural, en su forma líquida, a lugares lejanos.

La técnica de construcción de los buques metaneros ha estado marcada por una serie de premisas que, ya desde su inicio, influyeron totalmente en la estructura y forma del navío y en los materiales utilizados para la construcción de los contenedores del gas:

- El metano líquido, principal componente del LNG, tiene una densidad de 0,42, es decir, la mitad de la que tiene el petróleo bruto y menos de la mitad respecto del agua. Esto significa que, para un mismo tonelaje útil de líquido, un buque metanero tiene el doble de volumen que un petrolero.
- El material utilizado para la construcción de las cisternas debe poder soportar, sin volverse frágil ni perder sus propiedades de resistencia, la baja temperatura del gas natural licuado (-161°C).
- Para que este gas no se pueda calentar y evaporar debe tener un buen aislamiento térmico, asegurando a su vez que el gas no ejerza ninguna acción de enfriamiento sobre los materiales que configuran el casco del buque.

Los primeros pasos en el transporte de LNG por mar se plantearon en 1952 por *Constock Liquid Methane Corporation*. Esta compañía fue creada por *Union Stockyard and Transit Company* y la *Continental Oil Company* para la investigación de la viabilidad de transportar LNG por vía fluvial a través del Mississippi desde la Costa del Golfo de EE.UU. a Chicago.

Esta propuesta no prosperó debido a razones económicas pero fue recogida en 1954 por los británicos, quienes la vieron factible para su propio suministro cambiando el enfoque del transporte por río al transporte oceánico. Este cambio de interés promovió el desarrollo del prototipo de buque de 6.000 m³ “**Methane**”,

aunque este buque no llegó a ver servicio. En 1957 se iniciaba el proceso y se aprovechaba la planta de licuación que se había pensado, y empezado a construir, para el proyecto de alimentar Chicago.

La evolución de *Constock* en el campo del transporte de LNG a gran escala se desarrolló aún más en 1957, cuando se unieron en un proyecto con *North Thames Gas Board*. El proyecto consistió en la conversión, en 1958, de un buque de carga seca de 5.000 m³, en el primer buque especializado en gas licuado para transportar una carga experimental de metano líquido a través del Atlántico.

El buque elegido, años más tarde de su construcción, para convertirse en el primer buque metanero, fue construido según un diseño de C1-M-AV1, de finales de la Segunda Guerra Mundial, en Duluth, Minnesota por *Walter Butler Shipbuilders Inc.* En julio de 1945 fue entregado como un buque de carga del gobierno de los EE.UU. bajo el nombre de “**Marline Hitch**”.

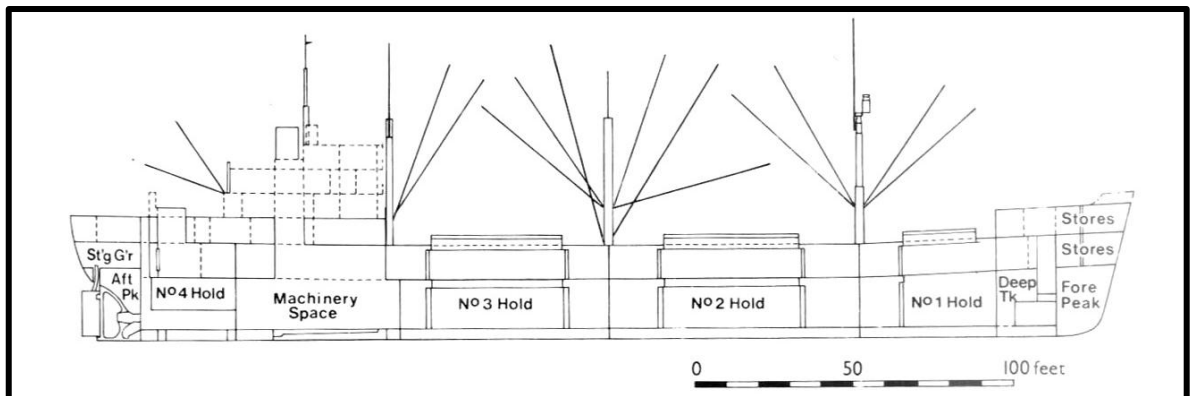


Ilustración 2 – Plano general del "Marline Hitch"

Este buque, como muchos de sus contemporáneos, fue completado demasiado tarde para ver servicio durante la guerra, haciendo su primer viaje en noviembre de 1945. Al año siguiente fue vendido a Panamá, convirtiéndose en “**Don Aurelio**”, y en 1952 lo compro *North Atlantic & Gulf SSSCo.* como el “**Normarti**”.

En 1958 fue adquirido para ser convertido en el “**Methane Pioneer**”, reconvirtiéndolo en metanero con la instalación de cinco tanques prismáticos de aluminio soldado e incrementando el puntal en 12 pies. Los cinco tanques contaban con capacidad para 2.200 toneladas de gas líquido, protegidos por un forro de madera de balsa laminada de 305 mm de espesor. El conjunto quedaba insertado dentro de un contenedor de acero.

Con una capacidad de depósitos de 5.247 m³, y después de varias pruebas en el golfo de México, hizo su primer viaje desde la instalación petroquímica de Lake Charles en Louisiana hasta Canvey Island (Essex), en el Reino Unido. Llegaba en febrero de 1959 a Canvey Island, y transportaba unos 5.000 m³ de gas natural líquido a -161 °C, equivalentes a 2.020 toneladas.



Ilustración 3 – El "Marline Hitch" reconvertido en el metanero "Methane Pioneer"

Durante los siguientes 14 meses, siete cargas adicionales fueron entregadas dando así por finalizado el proyecto en 1961. Sin embargo, el "**Methane Pioneer**" vio más servicio en la costa este de los EE.UU. y, continuando su exitosa función, el *British Gas Council* procedió a implementar un proyecto comercial para importar LNG de Venezuela a Canvey Island. No obstante, antes de que los tratos comerciales pudieran ser terminados, grandes cantidades de gas natural fueron descubiertas en Libia y, principalmente, en Argelia (yacimientos gasíferos de Hassi R'Mel). Este descubrimiento convirtió a Argelia en el proveedor natural de Europa, a la mitad de la distancia entre Inglaterra y Venezuela, desplazando por algunos años a proveedores situados a mayor distancia.

El buque fue luego vendido en 1967 y rebautizado "**Aristotle**", siendo el primer buque metanero en descargar un cargamento de LNG en España en febrero de 1969, en el puerto de Barcelona y desde Argelia. Más tarde quedó como buque de almacenamiento en Recife, Brasil, hasta su desguace en 1972.

Poco después de comenzar el proyecto del “**Methane Pioneer**”, Francia ya se interesaba en el transporte de LNG mediante la creación, en 1960, de *Methane Transport*, creada principalmente por *Gaz de France* y *Worms & Cie* para evaluar las diferentes configuraciones de tanque para el transporte de LNG.

Gaz de France, con sus instalaciones de licuación de Nantes, hizo la prueba en otro buque, el “**John Lawson**”, también construido en la II Guerra Mundial. Buque de carga tipo Liberty botado en 1943 por *Norh Carolina Shipbuilding Cy* para la *U.S. Shipping War Administration*. Fue vendido en 1961 a *Methane Transport*, rebautizado “**Beauvais**” y equipado con tres tanques experimentales diferentes:

- un tanque prismático de 400 m³ de aleación de aluminio-magnesio en *Chantiers de l’Atlantique*
- un tanque multilobulado de 120 m³ de acero en aleación del 9% de níquel en *Ateliers et Chantiers de Dunkerque et Bordeaux*
- un tanque cilíndrico de 115 m³ de aleación aluminio-magnesio en *Ateliers et Chantiers de la Seine Maritime* y *Forces et Chantiers de la Mediterranee*.

Todos los tanques fueron aislados con PVC expandido. Los resultados de estas pruebas, llevados a cabo en 1962 durante un período de cinco meses, llevaron a *Gaz de France* a utilizar tanques cilíndricos a bordo del “**Jules Verne**”, de 25.500 metros cúbicos. Este barco fue construido en 1965 en *Ateliers et Chantiers de la Seine Maritime* para el transporte de GNL desde Arzew a Le Havre.

Después de un largo período de desarme en Nantes, navegó el 19 de febrero 1965 para la carga de 400 m³ de gas licuado destinado a las instalaciones de la nueva terminal de LNG en Le Havre, para una puesta a punto previa a la entrega del primer cargamento de metano argelino a bordo del “**Jules Verne**”. El “**Beauvais**” fue desguazado en Castellón (España) en mayo de 1967.

En 1960, *Shell* se unió a las empresas matrices de *Constock*, en propiedad, para formar una nueva alianza, *Conch International Methane Limited*. Esta empresa, junto con el *British Gas Council*, contrató a *Vickers Armstrong* y *Harland & Wolff* para la construcción del “**Methane Princess**” y el “**Methane Progress**”, respectivamente, los primeros buques para transporte de LNG contruidos específicamente para tal fin.

Ambos buques fueron equipados con el sistema de contención Conch autoportante y cada buque estaba formado por nueve tanques prismáticos autosoportables de aluminio, dispuestos en tres bodegas, que sumaban una capacidad de 27.400 m³. A su vez, cada una de las bodegas contaba con un aislamiento interno formado por un sistema de paneles de madera de balsa, formado una barrera secundaria.

Fueron entregados en 1964 para cubrir la ruta entre Arzew, Argelia, y la planta de Canvey Island, y en noviembre de 1964, el “**Methane Princess**” realiza el primer cargamento de LNG de la primera línea regular entre Argelia y Reino Unido.

Este era un barco con una tecnología relativamente alta, utilizando el boil-off del metano como combustible adicional para el motor principal a través de un compresor. No había ninguna instalación de refrigeración, el boil-off extraía el calor de los tanques manteniéndolos fríos a costa de una pérdida de un 10% de la carga durante el viaje. El barco estaba propulsado por turbina de vapor en lugar de un motor diesel, al ser la configuración más sencilla y económica para utilizar el boil-off de la carga, quemándolo en la caldera.

Entre el “**Methane Progress**” y el “**Methane Princess**”, estos buques suman aproximadamente unos 1.000 viajes realizados antes de ser desguazados en 1986 y 1997 respectivamente.



Ilustración 4 – Vista del "Methane Princess" y del "Methane Progress" en puerto

Otra novedad fue el desarrollo de un sistema de membrana probado en un tanque de 270 m³ instalado en el carbonero "**Findon**" en 1964, aunque no tuvo éxito.

En 1963 fue fundada *Technigaz*, filial de *Gazocéan* con *Gaz de France*, para avanzar en el trabajo sobre las membranas. El revestimiento original de aluminio y el aislamiento de madera fueron reemplazados por acero inoxidable y espuma de PVC, respectivamente. El sistema fue instalado en el primer gasero LNG de membrana, el "**Pythagore**", de 630 m³, construido en *Ateliers et Chantiers du Havre*, en 1964. Su reducida capacidad impidió su uso con fines comerciales.

A su vez, *Worms & Cie* y *Gaz de France* formaron *Gaz Transport* en 1964 y, en 1965, es botado el buque LNG francés "**Jules Verne**", construido expresamente para tal finalidad. Se utilizó la técnica autoportante diseñada por la empresa francesa *Gaz Transport*, equipándolo con siete cubas cilíndricas dispuestas en vertical, seis de 4.120 m³ y una de 1.120 m³, siendo la capacidad total de 25.840 m³. En marzo de 1965 comenzaba a transportar gas natural desde la estación Terminal de Arzew, hasta la planta de Le Havre, en Francia.

Utilizando la experiencia adquirida con el "**Jules Verne**", concibieron el sistema *Gaz Transport Membrane*, basado en una membrana de Invar y aislamiento de perlita contenido en cajas de madera contrachapada. Este sistema fue utilizado primero, en parte, en el buque LPG de 3.300 m³ "**Hypolite Worms**" en 1968 y luego, en su totalidad, en 1969 en dos metaneros de 71.500 m³ llamados "**Polar Alaska**" y "**Arctic Tokyo**", construidos en Kockums, Suecia, siendo los primeros buques comerciales construidos con la técnica de membranas de *Gaz-Transport*. Estos dos metaneros fueron construidos para llevar a cabo las primeras exportaciones de LNG de EE.UU. hacia Asia en 1969, cuando comenzó a ser enviado desde Alaska a Japón.

Conch International y *Gazocéan* formaron *Conch Ocean and Transgaz Services* en 1967 para combinar, refinar y rediseñar los sistemas *Conch* y *Technigaz Membrane*. Este sistema utiliza como barrera primaria la membrana de acero inoxidable *Technigaz*, como barrera secundaria el contrachapado *Conch* y como aislamiento madera de balsa. Fue llamado *Technigaz Membrane System* y se equipó por primera vez en el buque "**Descartes**", de 50.000 m³ y construido en

Chantiers de l'Atlantique de Saint Nazare en 1971 para la ruta entre Skikda, Argelia y Boston.

La concepción del tanque de diseño esférico se llevó a cabo simultáneamente en *Technigaz* y *Moss-Rosenberg*, que formaban parte de *Kvaerner Group*, con la instalación del sistema *Technigaz* en el buque metanero experimental “**Euclides**” de 4.000 m³, construido en *Ateliers et Chantiers du Havre* y puesto en servicio en 1971 por la sociedad francesa *Technigaz*. Este barco destaca por el hecho de que es el primer barco LNG que se construyó sin una barrera secundaria.

Los primeros tanques esféricos *Moss-Rosenberg* llegaron en 1973 con los 29.000 m³ del “**Venator**” y los 87.500 m³ del “**Norman Lady**”, el primer buque metanero con cubas esféricas construidas en acero con aleación de níquel al 9%.

Durante la década de los setenta se vió además la implantación de varios sistemas de contención de la carga, como son:

- Un sistema cilíndrico horizontal multi-lobulado de *Liquid Gaz Anlagen* en el “**Melrose**” de *H. Brandt KG*, Oldenburg y de 2.725 m³, en 1971. Fue seguido de otros cuatro pequeños buques del mismo astillero; a saber, el “**Heriot**” en 1972, el “**Anna Schulte**” y “**Sophie Schulte**” en 1973 y, por último, el “**Lissy Schulte**” en 1974.
- Dos diseños más de tanques esféricos; de *Sener* en Bilbao, y de la *Chicago Bridge Company*. En 1974, *Hitachi* equipa una esfera *CBI* en el buque GNL experimental “**Sankyo Ethylene Maru**”, de 1.100 m³, junto con un tanque autoportante con un 9% de níquel. En 1977, una esfera *Sener* se monta en el “**Sant Jordi**”, de 5.000 m³.

Debido a la participación de *Shell* en el transporte de LNG desde Brunei a Japón se ordenó la construcción de cuatro buques de 75.000 m³, equipados con el sistema de membrana *Technigaz* en *Chantiers de l'Atlantique Saint Nazaire*. Los buques fueron el “**Gadinia**” en 1972, el “**Gadila**” y el “**Gari**” en 1973 y, por último, el “**Gastrana**” en 1974.

Por otro lado, en Italia y España, *Esso* estableció un sistema autoportante de aluminio para ser montado en dos buques metaneros de 40.000 m³ construidos en *Italcantieri*, Genoa, el “**Esso Brega**” y el “**Esso Porto Venere**” en 1969. Estos buques fueron seguidos, en 1970, por otros dos metaneros de 40.000 m³: el

“**Esso Liguria**” de *Italcantieri* y el “**Laietá**”, construido por *Astilleros y Talleres del Noroeste*, en Ferrol, y puesto en servicio en junio de 1969. Todos estos buques se dedicaron al comercio entre Libia e Italia/España.

En ese mismo año, se construía la primera regasificadora española en el puerto de Barcelona, efectuándose la primera descarga del buque “**Aristotle**” desde Argelia. Poco después otros proyectos similares se desarrollarían en Europa: en 1971 entra en funcionamiento la planta de La Spezia en Italia, un año después en Fos sur Mer, Francia y más recientemente se han ido incorporado otros mercados europeos como Bélgica, Turquía, Portugal y Grecia.

En 1975 el buque metanero francés “**Ben Franklin**”, equipado con tanques de membrana *TechniGaz*, se convierte en el primer gasero que supera los 100.000 m³ con sus 125.000 m³ de capacidad.

A medida que la industria del LNG despegó en la década de 1970, el gobierno de los Estados Unidos alentó a sus astilleros para entrar en acción en la construcción de LNGCs, proporcionando garantías de préstamos a través de la Administración Marítima con 16 buques de nueva construcción propulsados con vapor. Participaron tres astilleros estadounidenses con las siguientes construcciones:

- Diez buques metaneros en *Fore River Shipyard* por parte de *General Dynamics* con el sistema Moss-Rosenberg: “**LNG Aquarius**” y “**LNG Aries**” en 1977, “**LNG Capricorn**”, “**LNG Gemini**” y “**LNG Leo**” en 1978, “**LNG Libra**”, “**LNG Taurus**” y “**LNG Virgo**” en 1979 y “**Lake Charles**” y “**Louisiana**” en 1980.

Energy Transport Corp. compró ocho de estos metaneros de 125.000 m³ repartidos en cinco tanques esféricos con sistema de contención Moss-Rosenberg para entregar LNG de Indonesia a Japón; la mayoría aún en servicio.

- Tres construidos en *Newport News Shipbuilding & Dry Dock Co.*, con el sistema Technigaz Membrane: “**El Paso Southern**” en 1977, “**El Paso Arzew**” en 1978 y “**El Paso Howard Boyd**” en 1979.

Sistema *TechniGaz Conch Ocean – Type Mark I (TK MZ 1)*: 6 tanques de membrana con paredes de los tanques (barrera primaria) de acero 9% Ni, acanaladas en cruz, la distancia de perlas de 340 mm, espesor 1,2 mm. El aislamiento térmico se compone de paneles de madera de balsa de 222 mm de

espesor, junto con madera contrachapada como barrera secundaria; entre los paneles se interpone una capa de 140 mm de espesor de fibra de vidrio.

- Tres construidos en *Avondale Shipyards Inc.*, con el recientemente desarrollado Conch2 Membrane System: “**El Paso Columbia**” en 1980, “**El Paso Savannah**” en 1980 y “**El Paso Cove Point**” en 1983.

Sistema *Conch* modificado (con una nueva disposición del aislamiento): 5 tanques fijos con paredes de los tanques de aluminio de hasta 38 mm de espesor. El aislamiento térmico se compone de paneles de madera de balsa como soportes para el tanque, 152 mm de espuma de poliuretano en el interior de los espacios de los tanques de carga directamente sobre las superficies de acero reforzados con redes de fibra sintética y alrededor de 152 mm de fibra de vidrio atornillados a la espuma de poliuretano.

Después de que *El Paso Natural Gas Company* se involucrara en 1970 en el transporte de LNG desde Arzew a terminales cerca de Baltimore y Savannah incorporó los tres metaneros de *Newport News Shipbuilding & Dry Dock Co.* así como los otros tres metaneros de 125.000 m³ construidos por *Avondale Shipyards Inc.* Los primeros han estado en operación continua hasta que el primero fue desguazado en 2013 mientras que los últimos no entraron en servicio como metaneros ya que se modificó el sistema de contención de aluminio Conch utilizado en los petroleros británicos y el sistema de aislamiento fracasó durante los ensayos. Tras determinar que la reparación no se podría hacer con eficacia se convirtieron en graneleros. Uno fue desguazado en 1987, otro en 2000.

Así *El Paso Natural Gas Company* completó sus pedidos de una flota de nueve gaseros de 125.000 m³, incorporando los buques de construcción norteamericana a los construidos previamente en Francia:

- Tres construidos en *Ateliers & Chantiers de Dunkerque et Bordeaux*, con el sistema de Gaz Transport: “**El Paso Paul Kayser**” en 1975, “**El Paso Sonatrach**” en 1976 y “**El Paso Consolidated**” en 1977.

Sistema *Gaz Transport*: 6 tanques de membrana con paredes de los tanques (barrera primaria y secundaria) de 36% de acero de Ni [Invar] y 0,5 mm de espesor. El aislamiento térmico se compone de 2 capas de 200 mm de espesor cada una, rellenas de perlita en cajas de contrachapado.

En 1993, el proyecto de LNG Kenai reemplazó los buques suecos originales “**Polar Alaska**” y “**Arctic Tokyo**” por otros dos buques de mayor capacidad para cubrir la ruta entre Alaska y Japón, construidos en Japón por *Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co. (IHI)*, el “**Polar Eagle**” y el “**Arctic Sun**”.



Ilustración 5 – Vista del "Polar Eagle" y del "Arctic Sun"

IHI comenzó su investigación de los tanques prismáticos autoportantes en 1960. Los primeros esfuerzos se dirigieron principalmente al diseño de buques LPG y LEG y, desde esa fecha IHI ha construido numerosos barcos especialmente diseñados para estos productos que han utilizado este tipo de tanque. En 1980, IHI comenzó a enfatizar el desarrollo de una tecnología avanzada de LNG, y completó el diseño y la tecnología SPB en 1985 con la aprobación de las principales sociedades de clasificación del mundo y de la Guardia Costera de Estados Unidos (USCG). Todo esto hizo posible que estos nuevos buques vieran la luz en 1993 como los primeros buques LNG con tanques prismáticos IHI.

Estos nuevos LNGCs cuentan con una capacidad de 87500 m³, frente a los 71500 m³ de sus predecesores. La capacidad se alcanza con cuatro tanques de carga prismáticos independientes, construidos con planchas de aluminio pesado y aguantados por el casco del buque por una matriz de bloques de madera laminada que permiten la expansión y contracción. Como aislamiento se aplican más de once pulgadas de poliuretano alrededor de los tanques para mantenerlos frescos. La propulsión estaba provista por una turbina de vapor activada por gas vaporizado y fuel oil pesado.

A principios de la década de 2000, los astilleros españoles comenzaron una nueva etapa con el diseño y construcción de buques para el transporte de LNG. Entre 2000 y 2007 un total de 6 metaneros de 138.000 m³ fueron entregados por IZAR, contruidos la mitad en los astilleros de Puerta Real y la otra mitad en los astilleros de Sestao. Los contratos fueron realizados por:

- *Empresa Naviera Elcano (ENE)*
 - “**Castillo de Villalba**” (2003) por *IZAR Puerto Real*.
- *Naviera F. Tapias*
 - Primer contrato en el año 2000: “**Fernando Tapias**” (2002) por *DSME*, fletado a largo plazo con *Repsol YPF* y “**Iñigo Tapias**” (2003) por *IZAR Sestao*, fletado a *Gas Natural SDG*.
 - Segundo contrato en el año 2001: “**Galicia Spirit**” (2004) por *DSME*, fletado a *Unión Fenosa* y “**Madrid Spirit**” (2004) por *IZAR Puerto Real*, fletado a *Repsol YPF*.
 - Venta de *Naviera F. Tapias* a la compañía canadiense *Teekay Corporation* en 2004, con los consiguientes cambios de nombre: “**Fernando Tapias**” cambia a “**Hispania Spirit**”, “**Iñigo Tapias**” cambia a “**Catalunya Spirit**” y el “**Madrid Spirit**” sobre el proyecto fue el “**Ivan Tapias**”.
- *Knutsen OAS Shipping*
 - “**Cádiz Knutsen**” (2004) por *IZAR Puerto Real*, “**Bilbao Knutsen**” (2004) por *IZAR Sestao*, “**Iberica Knutsen**” (2006) por *DSME* y “**Sestao Knutsen**” (2007) por *IZAR Sestao*.

En los últimos años hemos podido ver el creciente desarrollo de las tecnologías aplicadas al transporte por mar de LNG así como un aumento del tamaño de los buques llegando a la aparición de los denominados buques “Q-Max”.

El primer Q-Max fue botado en julio de 2008 bajo el nombre “**Mozah**” y con una capacidad de 266.000 m³, convirtiéndose en el mayor LNGC hasta la fecha. La ceremonia se celebró en el astillero *Samsung Heavy Industries* en Corea del Sur y completó su viaje inaugural Dakar – Bilbao el 11 de enero de 2009.

Poco tiempo después, en el año 2011, se firmaría un contrato entre *Shell* y *Samsung* para la construcción del FLNG “**Prelude**”, que con sus 488 m de eslora, 74 m de manga y un desplazamiento de 600.000 toneladas, será el mayor FPSO del mundo, y el primero diseñado para licuar el gas.

Su tecnología es un importante desarrollo en la industria LNG, reduciendo tanto los costes de proyecto como el impacto ambiental. Este proyecto permitirá enfriar el gas natural extraído hasta -162°C in situ, reduciendo su volumen unas 600 veces y transferirlo directamente a buques LNG y LPG para su transporte a tierra. Una vez construido operará a 250 m de profundidad durante 25 años, y ha sido diseñado para soportar hasta ciclones de categoría 5.

Se espera una producción de al menos 3,6 millones de toneladas de LNG por año, 1,3 millones de toneladas de condensado y 400.000 toneladas de LPG. Los tanques de almacenamiento, ubicados debajo de cubierta, tendrán una capacidad de 220.000 m³ de LNG, 90.000 m³ de LPG y 126.000 m³ de condensados.

La unidad es un cuarto del tamaño de una planta equivalente en tierra. Los ingenieros han diseñado componentes que van montados verticalmente para ahorrar espacio. El casco fue botado el pasado diciembre de 2013 en el astillero *Samsung Heavy Industries* en Corea del Sur.



Ilustración 6 – Recreación del FLNG "Prelude"

“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN DFDE EN UN LNGC DE 138000 M³ EN SERVICIO”

PLANOS



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: **SEPTIEMBRE 2015**

AUTOR: El alumno

Fdo. : Juan Carlos Sandá Castro

ÍNDICE – PLANOS

1. PLANOS PREVIOS AL PROYECTO

1.1.	Plano de disposición general	3
1.2.	Disposición de la sala de máquinas - Plano de elevación	4
1.3.	Disposición de la sala de máquinas - Plano cubierta tanques ..	5
1.4.	Disposición de la sala de máquinas - Plano 1 ^{er} piso	6
1.5.	Plano de zonas peligrosas por gas y área de riesgo	7

2. PLANOS POSTERIORES AL PROYECTO

2.1.	Disposición de la sala de máquinas - Plano de elevación.....	8
2.2.	Disposición de la sala de máquinas - Plano cubierta tanques ..	9
2.3.	Disposición de la sala de máquinas - Plano 1 ^{er} piso	10

Illustration 1.1.3 a General Arrangement

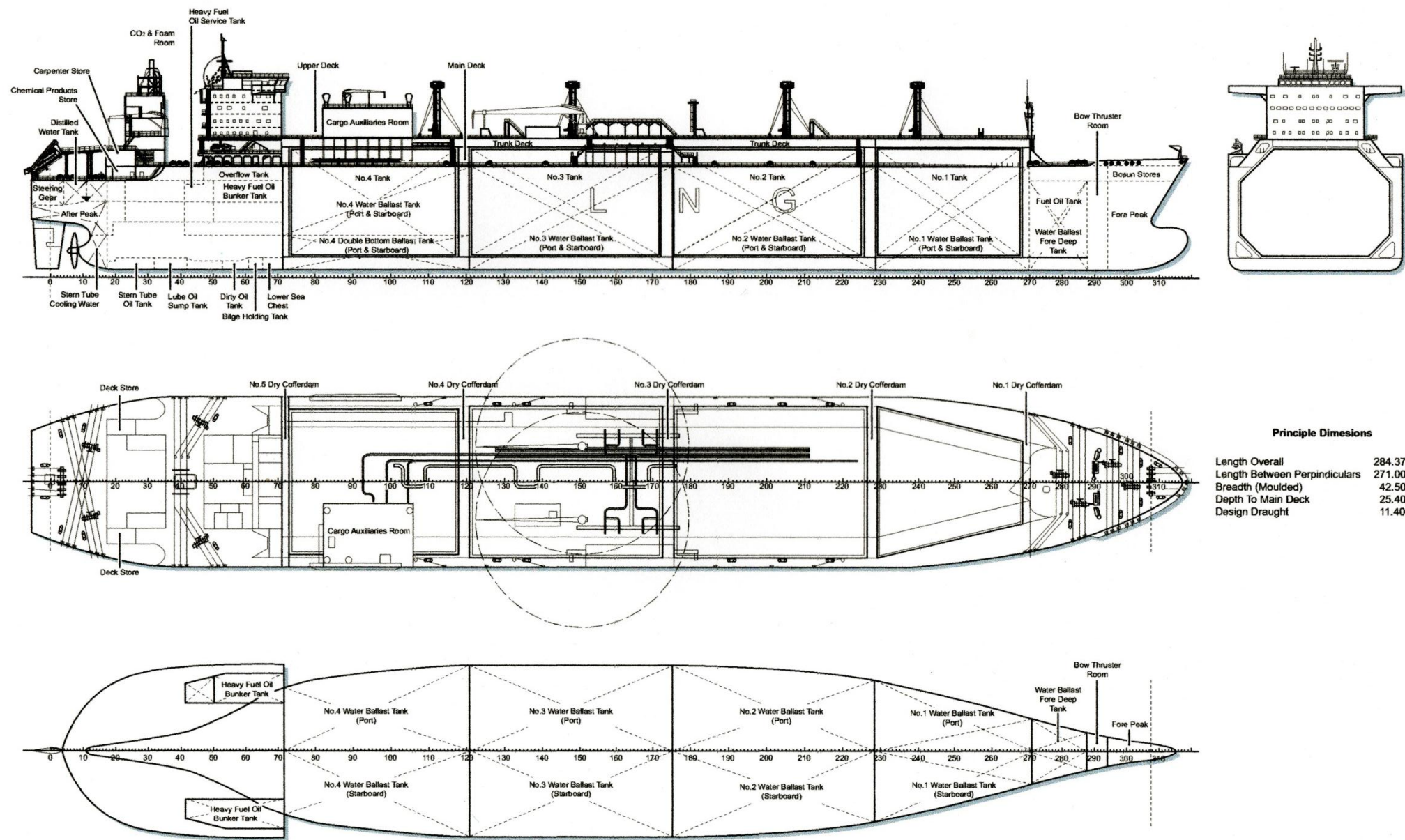


Illustration 1.0g Engine Room Arrangement - Elevation Plan

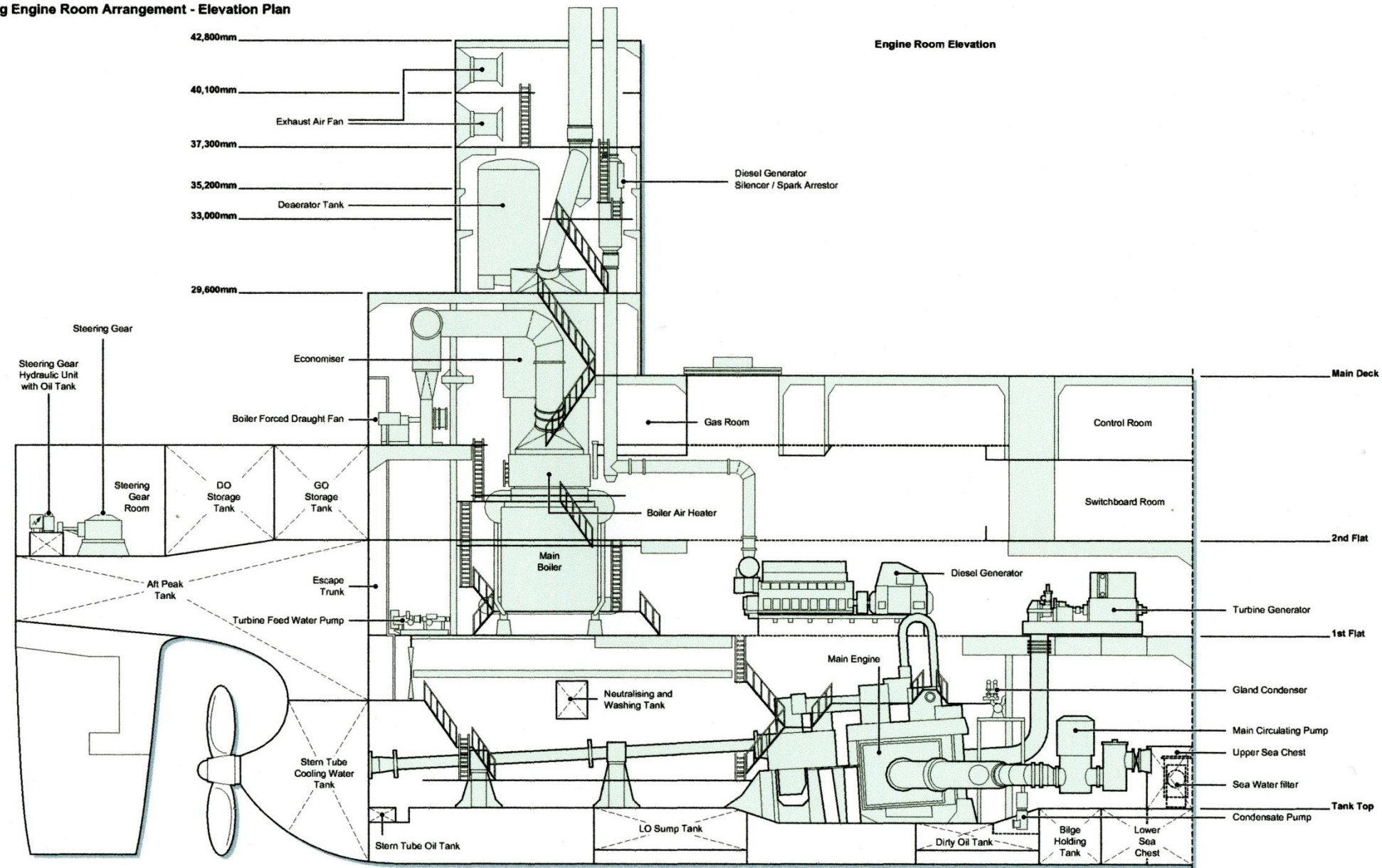


Illustration 1.0a Engine Room Arrangement - Tank Top Plan

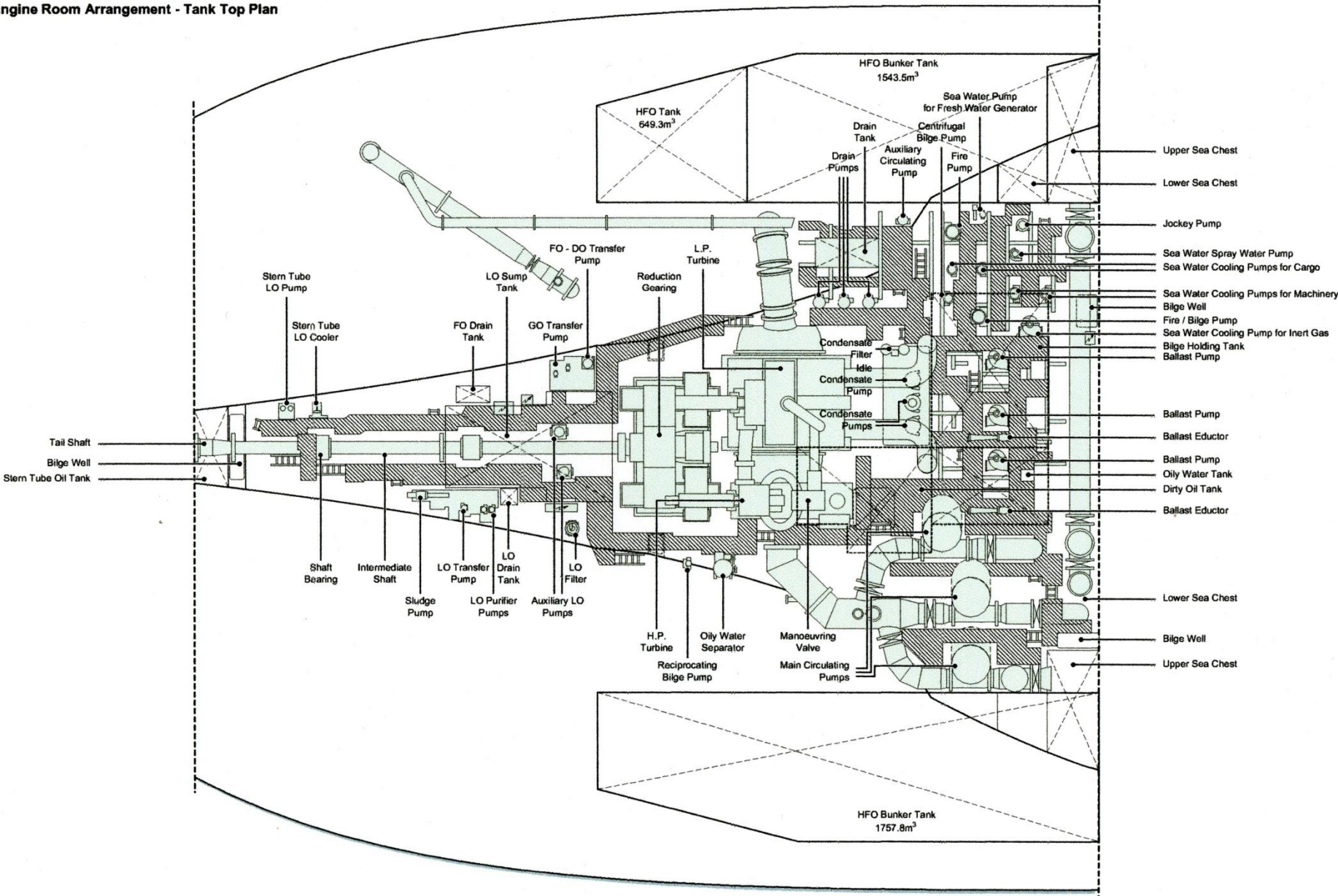


Illustration 1.0b Engine Room Arrangement - 1st Flat Plan

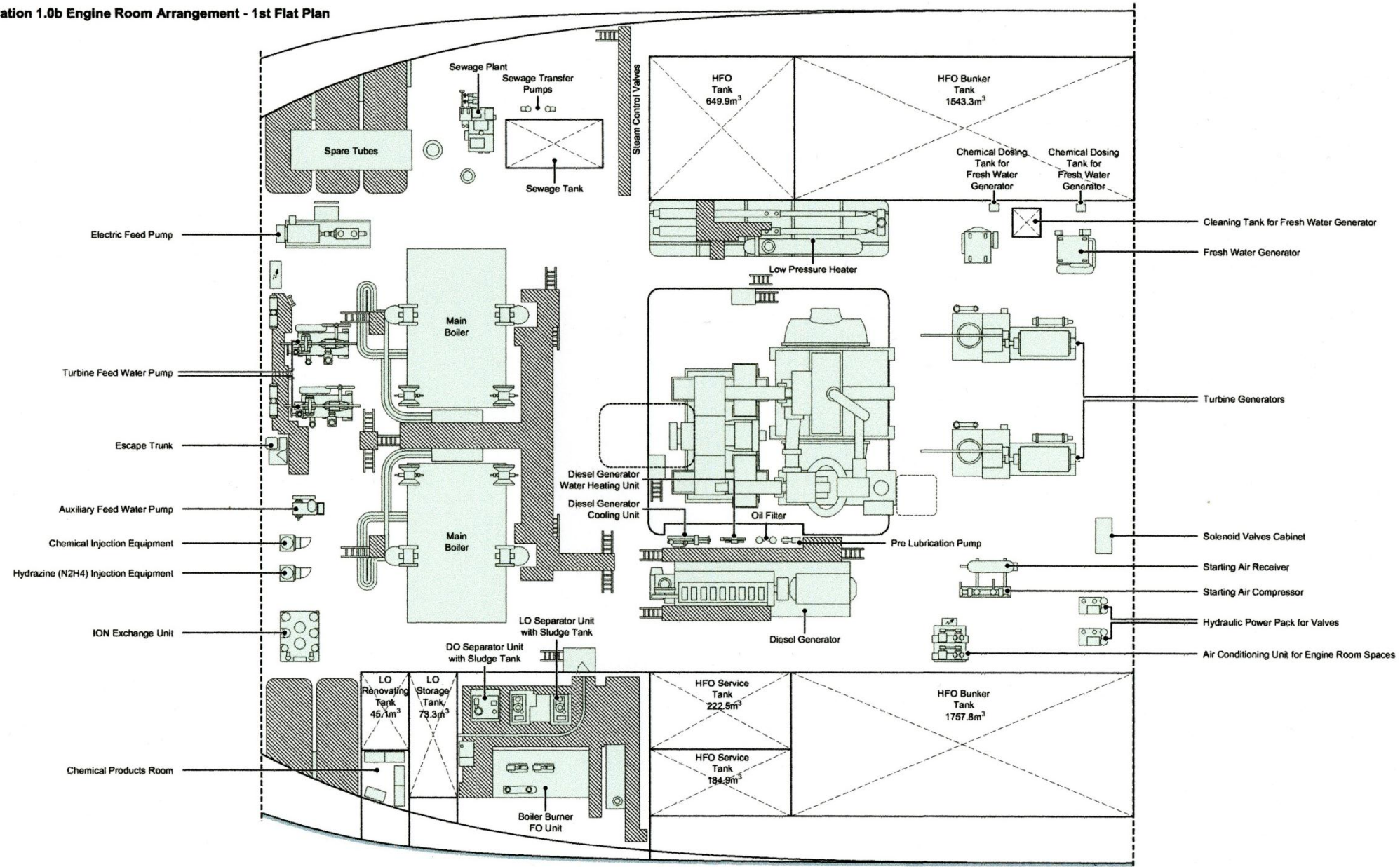
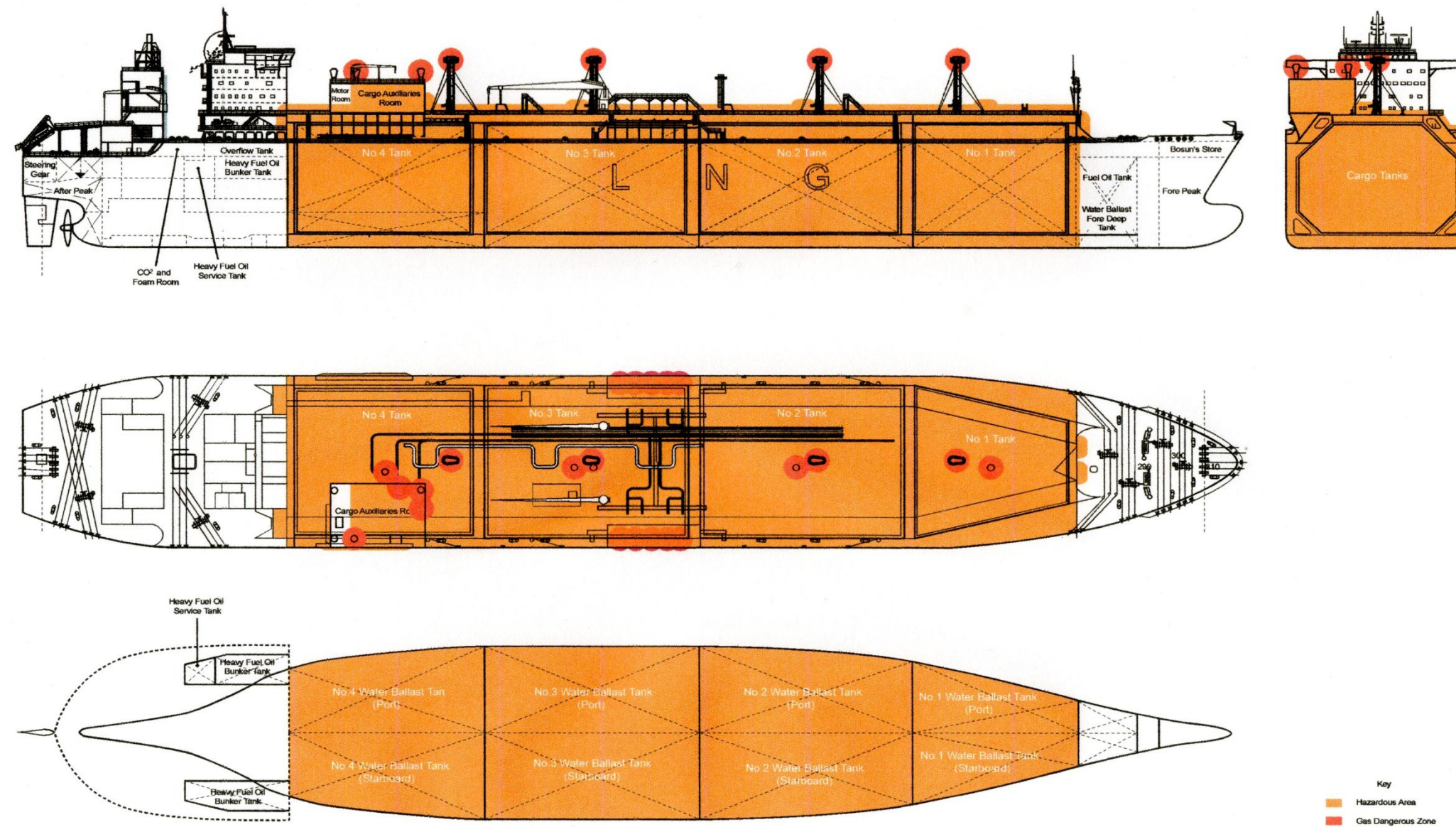
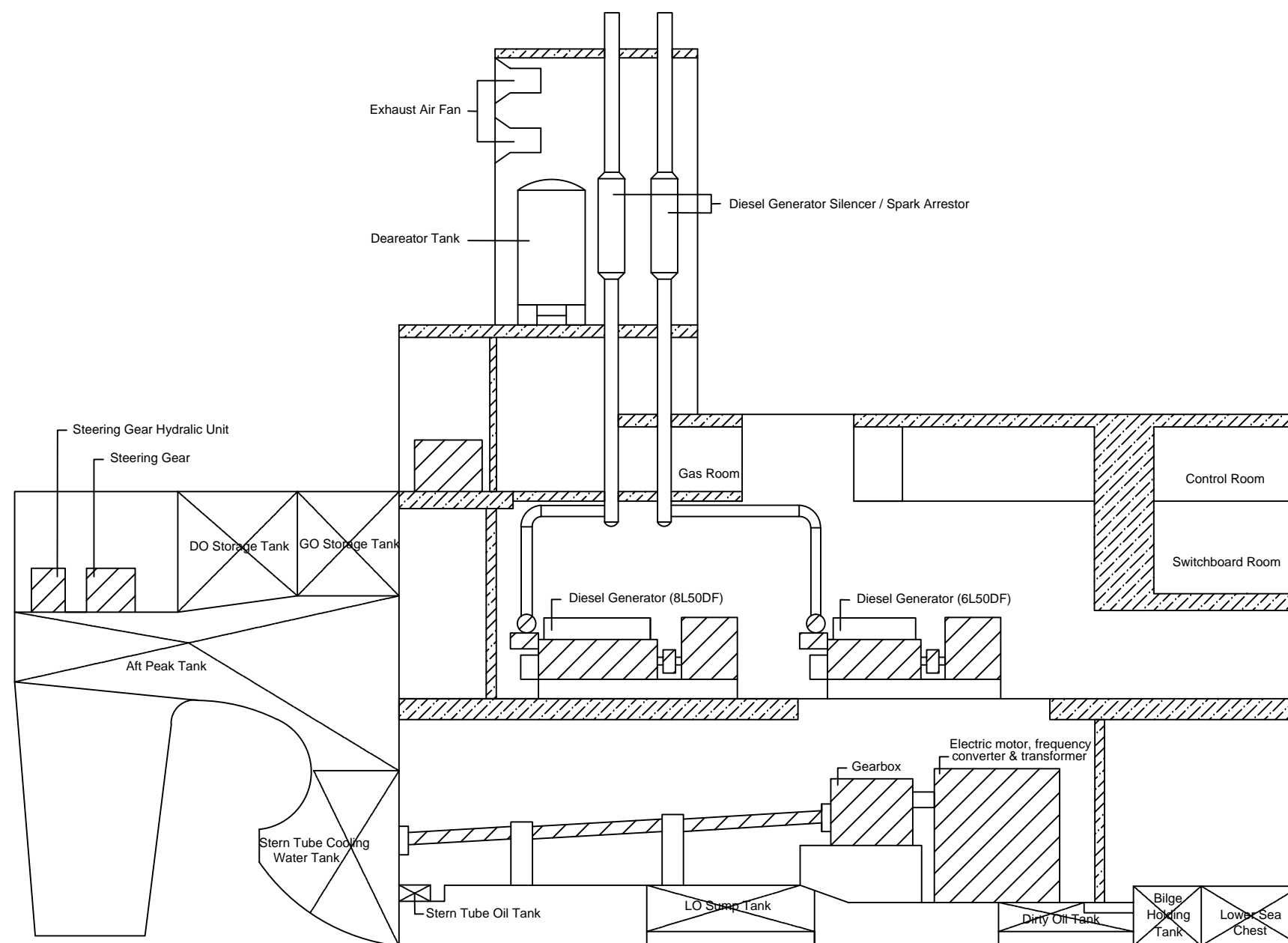
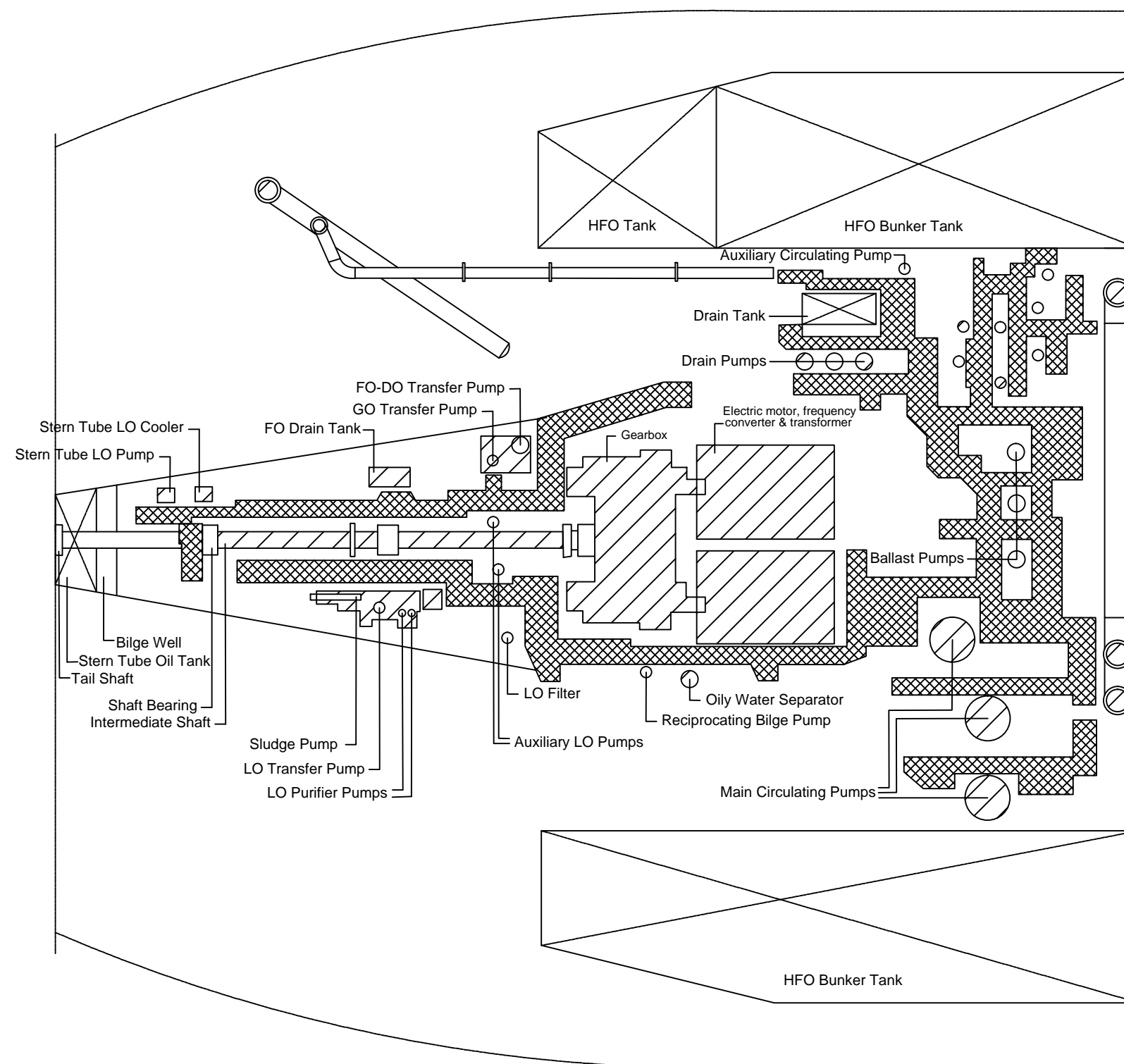




Illustration 1.4a Hazardous Area and Gas Dangerous Zone Plan

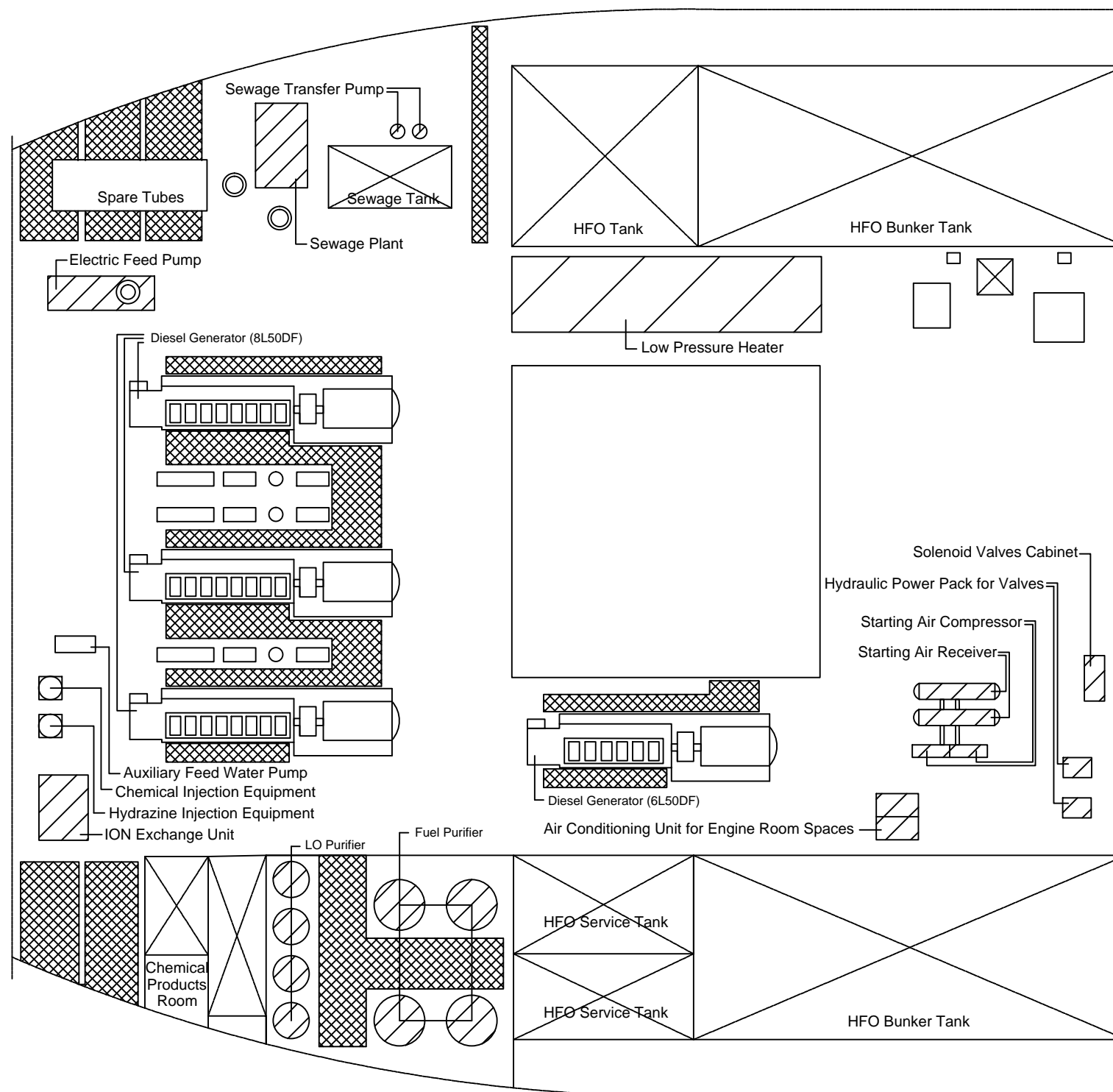





 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	TRABAJO FIN DE GRADO TFG/GTM/E-31-15	 I.T.S. DE NÁUTICA E MÁQUINAS
	TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN	
	FECHA: SEPTIEMBRE 2015	
TÍTULO DEL PROYECTO:		
IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE COMBUSTIBLE DFDE EN UN LNGC DE 138.000m ³ EN SERVICIO		
TÍTULO DEL PLANO:		PLANO Nº 01
DISPOSICIÓN DE LA SALA DE MÁQUINAS PLANO DE ELEVACIÓN		
ESCALA:	AUTOR:	FIRMA:
1 : 275	JUAN CARLOS SANDÁ CASTRO	



 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	TRABAJO FIN DE GRADO TFG/GTM/E-31-15	 I.T.S. DE NÁUTICA E MÁQUINAS
	TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN	
	FECHA: SEPTIEMBRE 2015	
TÍTULO DEL PROYECTO:		
IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE COMBUSTIBLE DFDE EN UN LNGC DE 138.000m ³ EN SERVICIO		
TÍTULO DEL PLANO:		PLANO Nº 02
DISPOSICIÓN DE LA SALA DE MÁQUINAS PLANO CUBIERTA TANQUES		
ESCALA:	AUTOR:	FIRMA:
1 : 275	JUAN CARLOS SANDÁ CASTRO	



 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	TRABAJO FIN DE GRADO TFG/GTM/E-31-15	 I.T.S. DE NÁUTICA E MÁQUINAS
	TECNOLOGÍAS MARINAS - ENERGÍA Y PROPULSIÓN	
	FECHA: SEPTIEMBRE 2015	
TÍTULO DEL PROYECTO:		
IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE COMBUSTIBLE DFDE EN UN LNGC DE 138.000m ³ EN SERVICIO		
TÍTULO DEL PLANO:		PLANO Nº 03
DISPOSICIÓN DE LA SALA DE MÁQUINAS PLANO 1ª PISO		
ESCALA:	AUTOR:	FIRMA:
1 : 275	JUAN CARLOS SANDÁ CASTRO	

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE
PROPULSIÓN DFDE EN UN LNGC DE 138000 M³
EN SERVICIO”**

PLIEGO DE CONDICIONES



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: **SEPTIEMBRE 2015**

AUTOR: El alumno

Fdo. : Juan Carlos Sandá Castro

ÍNDICE – PLIEGO DE CONDICIONES

1.	CONDICIONES GENERALES	3
2.	REGLAMENTOS Y NORMAS	3
3.	MATERIALES	3
3.1.	Recepción del material	4
4.	OBRAS.....	4
4.1.	Obras complementarias	4
4.2.	Modificación de las obras	4
4.3.	Conservación de las obras	4
4.4.	Demoras.....	5
5.	PRECIOS	5
5.1.	Gastos por cuenta del astillero.....	5
6.	CONTRATO	5
6.1.	Rescisión de contrato.....	6
7.	RESPONSABILIDADES	6

El presente pliego de condiciones tiene por objeto definir al astillero el alcance de trabajo y la ejecución cualitativa del mismo, determinando los requisitos a los que se debe ajustar el diseño y la ejecución de la reforma.

1. CONDICIONES GENERALES

El astillero está obligado al cumplimiento de la reglamentación del trabajo correspondiente, la contratación de un seguro obligatorio, seguro de enfermedad y todas aquellas reglamentaciones de carácter social vigentes o que en lo sucesivo se dicten.

2. REGLAMENTOS Y NORMAS

El astillero deberá cumplir en todo momento las leyes y regulaciones relativas a la seguridad e higiene en el trabajo, siendo objeto de sanción el incumplimiento de éstas.

Todas las unidades de obra se ejecutarán cumpliendo las prescripciones indicadas en los reglamentos de seguridad y normas técnicas de obligado cumplimiento para este tipo de instalación.

Los principales reglamentos técnicos para la realización del presente proyecto son:

- Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques – MARPOL 73/78
- Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar – Convenio SOLAS
- Código Internacional para la construcción y el equipo de buques que transporten gases licuados a granel – Código CIG, OMI
- Tanker Safety Guide: Liquified Gas

3. MATERIALES

Todos los materiales empleados cumplirán las especificaciones y tendrán las características indicadas en el proyecto y en las normas técnicas generales, así como las relativas a la conservación de los mismos atendiendo a las particularidades de un medio hostil como es el marino.

3.1.Recepción del material

El director de obra de acuerdo con el astillero dará a su debido tiempo su aprobación sobre el material suministrado y confirmará que permite una instalación correcta. La vigilancia y conservación del material suministrado será por cuenta del astillero.

No se procederá al empleo de los materiales sin que estos sean examinados y aceptados en los términos que prescriben las respectivas condiciones estipuladas para cada clase de material, debiendo cumplir todos los análisis y pruebas con los materiales e instrumentos de obra.

4. OBRAS

El astillero actuará de patrono legal, aceptando todas las responsabilidades que le correspondan y quedando obligado al pago de los salarios y cargas legalmente establecidas ante o durante la ejecución de la obra.

El astillero presentará el programa de trabajo de la obra, ajustándose a lo que sobre el particular especifique el director de obra, siguiendo el orden de obra que considere oportuno para la correcta realización de la misma.

4.1.Obras complementarias

El astillero tiene obligación de realizar todas las obras complementarias indispensables para ejecutar cualquiera de las unidades de obra específicas de los documentos del proyecto, aunque en el mismo no figuren explícitamente mencionadas, sin variación del importe contratado.

4.2.Modificación de las obras

El astillero está obligado a realizar las obras que se encarguen resultantes de las posibles modificaciones del proyecto, tanto en aumento, disminución o variación. Tendrá también obligación de deshacer toda clase de obra que no se ajuste a las condiciones expresadas en este documento.

4.3.Conservación de las obras

Es obligación del astillero la conservación en perfecto estado de las unidades de obra realizadas hasta la fecha de la recepción definitiva por la propiedad y corren a su cargo los gastos derivados de ello.

4.4. Demoras

Solo se considerarán demoras excusables los retrasos o interrupciones imputables a causas de fuerza mayor, tales como huelgas generales, catástrofes naturales, etc. En el caso de que el Astillero incurra en demoras no excusables, le serán aplicadas las sanciones detalladas en el contrato, pudiendo ser cobradas a la finalización de las obras o ser descontadas de la liquidación final.

5. PRECIOS

El astillero presentará la relación de los precios de las unidades de obra que integran el proyecto, los cuales, de ser aceptados, tendrán valor contractual y se aplicarán las posibles variaciones que pueda haber.

Estos precios unitarios, se entiende que comprenden la ejecución total de la unidad de obra, incluyendo todos los trabajos, aun los complementarios, y los materiales, así como la parte proporcional de imposición fiscal, las cargas laborales y otros gastos repercutibles.

5.1. Gastos por cuenta del astillero

El astillero tiene la obligación de montar y conservar por su cuenta el adecuado suministro de elementos básicos como agua, energía eléctrica y cuanto uso personal para las propias obras sea preciso.

Son gastos por cuenta del astillero los correspondientes a los materiales, mano de obra y medios auxiliares que se requieren para la correcta ejecución de la obra así como los gastos derivados de la conservación de las obras durante el plazo de garantía. En este periodo, las obras deberán estar en perfectas condiciones, condición indispensable para la recepción definitiva de las mismas.

6. CONTRATO

El conjunto de las instalaciones que realizará el astillero se decidirá una vez estudiado el proyecto y comprobada su viabilidad.

Comprenderá la adquisición de todos los materiales, transporte, mano de obra y medios auxiliares para la ejecución de la obra proyectada en el plazo estipulado así como la reconstrucción de las unidades defectuosas, la realización de las

obras complementarias y las derivadas de las modificaciones que se introduzcan durante la ejecución.

La totalidad de los documentos que componen el proyecto técnico de la obra serán incorporados al contrato y tanto el astillero como el director de obra deberán firmarlos en testimonio de que los conocen y aceptan.

6.1. Rescisión de contrato

Se consideran causas suficientes para la rescisión del contrato las siguientes:

- Quiebra del astillero
- Modificación del proyecto con una alteración de más de un 25% del mismo.
- Modificación de las unidades de obra sin autorización previa.
- Suspensión de las obras ya iniciadas.
- Incumplimiento de las condiciones del contrato de mala fe.
- Terminación del plazo de ejecución de la obra sin haberse llegado a completar esta.
- Actuación de mala fe en la ejecución de los trabajos.
- Subcontratar la totalidad o parte de la obra a terceros sin autorización del director de obra y del propietario.

7. RESPONSABILIDADES

El astillero será el responsable de la ejecución de las obras en las condiciones establecidas en el proyecto y en el contrato y, como consecuencia de ello, estará obligado a la desinstalación de las partes mal ejecutadas y a su correcta reinstalación.

El astillero es el único responsable de todas las contravenciones que se cometan durante la ejecución de las obras u operaciones relacionadas con las mismas. También es responsable de los accidentes o daños que, por errores, inexperiencia o empleo de los métodos inadecuados, se produzcan a la propiedad, a los vecinos o terceros en general.

El astillero es el único responsable del incumplimiento de las disposiciones vigentes en materia laboral y por lo tanto, de los accidentes que puedan sobrevenir y de los derechos que puedan derivarse de ellos.

“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN DFDE EN UN LNGC DE 138000 M³ EN SERVICIO”

ESTADO DE MEDICIONES



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: **SEPTIEMBRE 2015**

AUTOR: El alumno

Fdo. : Juan Carlos Sandá Castro

ÍNDICE – ESTADO DE MEDICIONES

1.	GRUPOS ELECTRÓGENOS	4
1.1.	Generadores	5
1.2.	Alternadores	6
2.	SISTEMAS PARA GENERADORES DE DOBLE COMBUSTIBLE	7
2.1.	Sistema de combustible	7
2.1.1.	Sistema de combustible gas.....	7
2.1.2.	Sistema de tratamiento de combustible HFO.....	9
2.1.3.	Sistema de alimentación de combustible HFO	12
2.2.	Sistema de aceite para lubricación	19
2.3.	Sistema de aire comprimido para el arranque	24
2.4.	Sistema de agua de refrigeración.....	26
2.5.	Sistema de aire de combustión	31
2.6.	Sistema de gases de escape.....	32
2.7.	Sistema de automatización	35
3.	SISTEMA DE PROPULSIÓN	37
3.1.	Motores de propulsión	37
3.2.	Convertidores de frecuencia.....	37
3.3.	Transformadores de propulsión	37
3.4.	Cuadro de control de 6,6 kV	37

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 1 – Dimensiones de los motores 50DF.....</i>	<i>4</i>
<i>Ilustración 2 – Dimensiones de los grupos electrógenos con motores 50DF</i>	<i>5</i>
<i>Ilustración 3 – Gama de alternadores Leroy-Somer para motores de baja velocidad</i>	<i>6</i>
<i>Ilustración 4 – Esquema orientativo del sistema de alimentación de gas.....</i>	<i>7</i>
<i>Ilustración 5 – Esquema orientativo del sistema de alimentación de HFO.....</i>	<i>12</i>
<i>Ilustración 6 – Esquema orientativo del sistema de aceite lubricante</i>	<i>19</i>
<i>Ilustración 7 – Esquema orientativo de aire comprimido de arranque.....</i>	<i>24</i>
<i>Ilustración 8 – Esquema orientativo del sistema de agua de refrigeración.....</i>	<i>26</i>
<i>Ilustración 9 – Unidad de precalentamiento eléctrica.....</i>	<i>29</i>
<i>Ilustración 10 – Esquema orientativo de la línea de escape</i>	<i>32</i>
<i>Ilustración 11 – Unidad de ventilación de los gases de escape</i>	<i>33</i>
<i>Ilustración 12 – Esquema del sistema de automatización integrado UNIC C3.....</i>	<i>35</i>

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1 – Dimensiones de los motores 50DF.....</i>	<i>4</i>
<i>Tabla 2 – Dimensiones de los grupos electrógenos con motores 50DF</i>	<i>5</i>
<i>Tabla 3 – Datos técnicos de los motores Wärtsilä 50DF</i>	<i>5</i>
<i>Tabla 4 – Rangos de potencia de la gama 50DF.....</i>	<i>6</i>

1. GRUPOS ELECTRÓGENOS

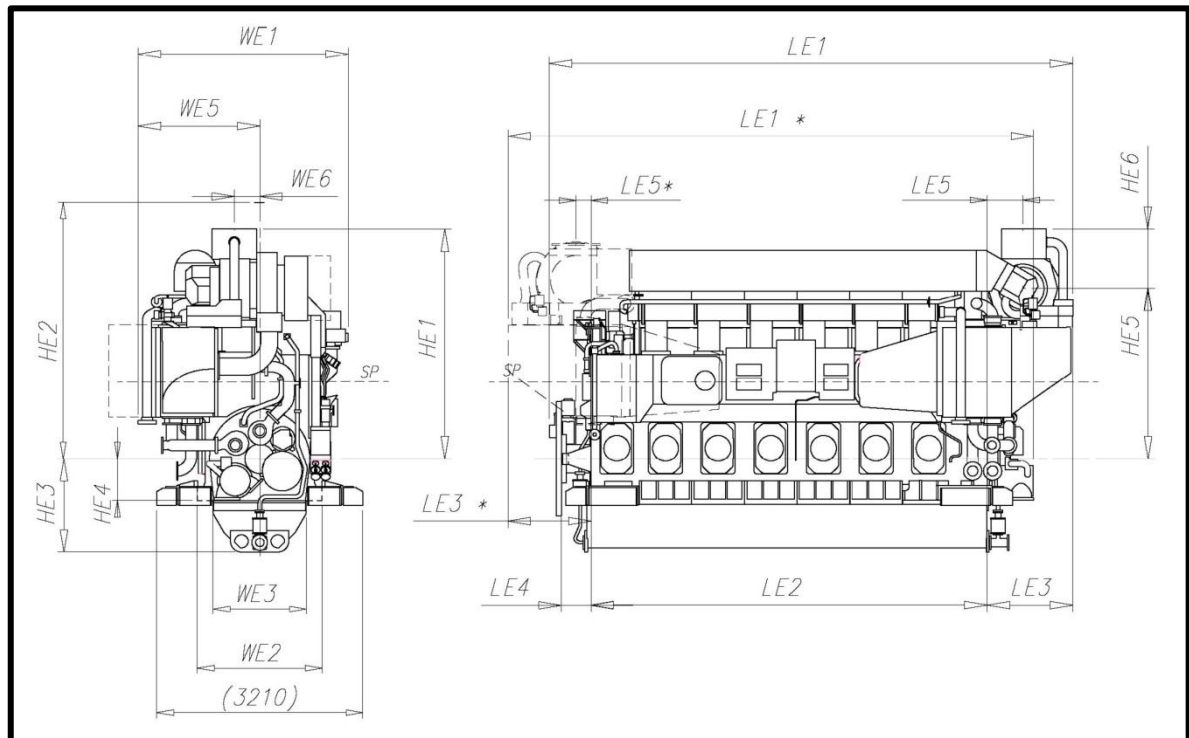


Ilustración 1 – Dimensiones de los motores 50DF

	LE1 (mm.)	LE1* (mm.)	LE2 (mm.)	LE3 (mm.)	LE3* (mm.)	LE4 (mm.)	LE5 (mm.)
W 6L50DF	8120	8310	6170	1295	1295	460	555
W 8L50DF	10270	-	7810	1775	-	460	700
	LE5* (mm.)	HE1 (mm.)	HE2 (mm.)	HE3 (mm.)	HE4 (mm.)	HE5 (mm.)	HE6 (mm.)
W 6L50DF	230	3475	4000	1455	650	2685	790
W 8L50DF	-	3920	4000	1455	650	2820	1100
	WE1 (mm.)	WE2 (mm.)	WE3 (mm.)	WE5 (mm.)	WE6 (mm.)	Peso (ton)	
W 6L50DF	3270	1940	1445	1895	420	96	
W 8L50DF	3505	1940	1445	2100	340	128	

Tabla 1 – Dimensiones de los motores 50DF

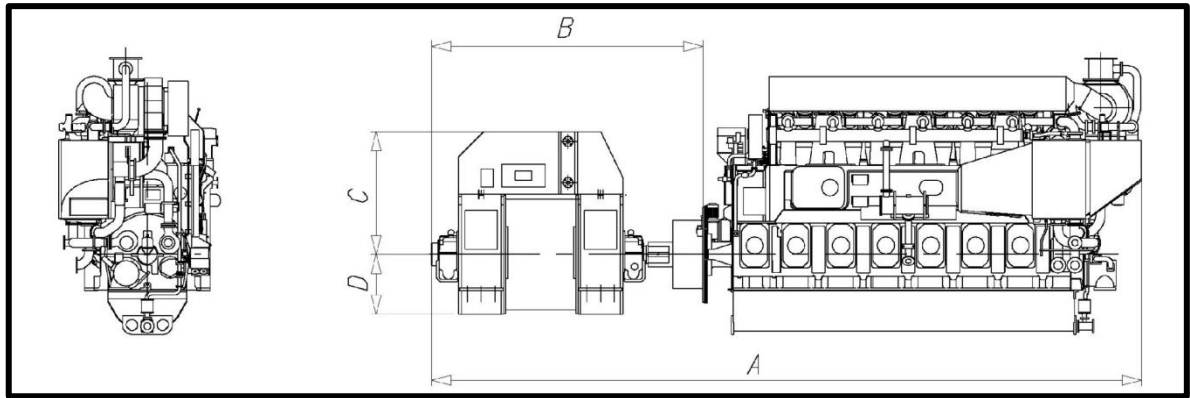


Ilustración 2 – Dimensiones de los grupos electrógenos con motores 50DF

	A (mm.)	B (mm.)	C (mm.)	D (mm.)	Peso grupo (ton)
W 6L50DF	12940	4940	2235	1090	138
W 8L50DF	15060	5060	2825	1020	171

Tabla 2 – Dimensiones de los grupos electrógenos con motores 50DF

1.1. Generadores

Cuatro generadores diesel suministran energía eléctrica al buque. Tres de los generadores son el modelo Wärtsilä 8L50DF, que aportan cada uno una potencia de 7600 kW, y el cuarto es un Wärtsilä 6L50DF que aporta una potencia de 5700 kW. Los cuatro motores son diesel de cuatro tiempos, turbo, intercooler y de inyección directa del combustible líquido.

WÄRTSILÄ 50DF		IMO Tier III, EPA T2/T3	
Diámetro de cilindro	500 mm	Especificación combustible:	
Carrera del pistón	580 mm	Fuel oil	700 cSt/50°C
Potencia del cilindro	950 / 975 kW/cil		7200 sR1/100F
Velocidad	500 / 514 rpm	ISO 8217	
Presión efectiva	20,0 bar	ISO-F-DMX, DMA & DMB	
Velocidad del pistón	9,7 / 9,9 m/s	BESC 7110 kJ/kWh at ISO cond.	

Tabla 3 – Datos técnicos de los motores Wärtsilä 50DF

	Motor kW (50 Hz)	Gen. kW (50 Hz)	Motor kW (60 Hz)	Gen. kW (60 Hz)
6L50DF	5700	5500	5850	5650
8L50DF	7600	7330	7800	7530
9L50DF	8550	8250	8775	8470
12V50DF	11400	11000	11700	11290
16V50DF	15200	14670	15600	15050
18V50DF	17100	16500	17550	16940
Salida de potencia del generador basada en una eficiencia del generador del 96,50%				

Tabla 4 – Rangos de potencia de la gama 50DF

1.2. Alternadores

Cuatro alternadores para motores de baja velocidad de 14 polos Leroy-Somer LSA60, cada uno de ellos instalado con un motor de doble combustible encargándose de transformar la energía mecánica de los mismos en energía eléctrica para propulsión y servicios. Son alternadores totalmente cerrados, de rotor cilíndrico, con excitación independiente y sin escobillas.

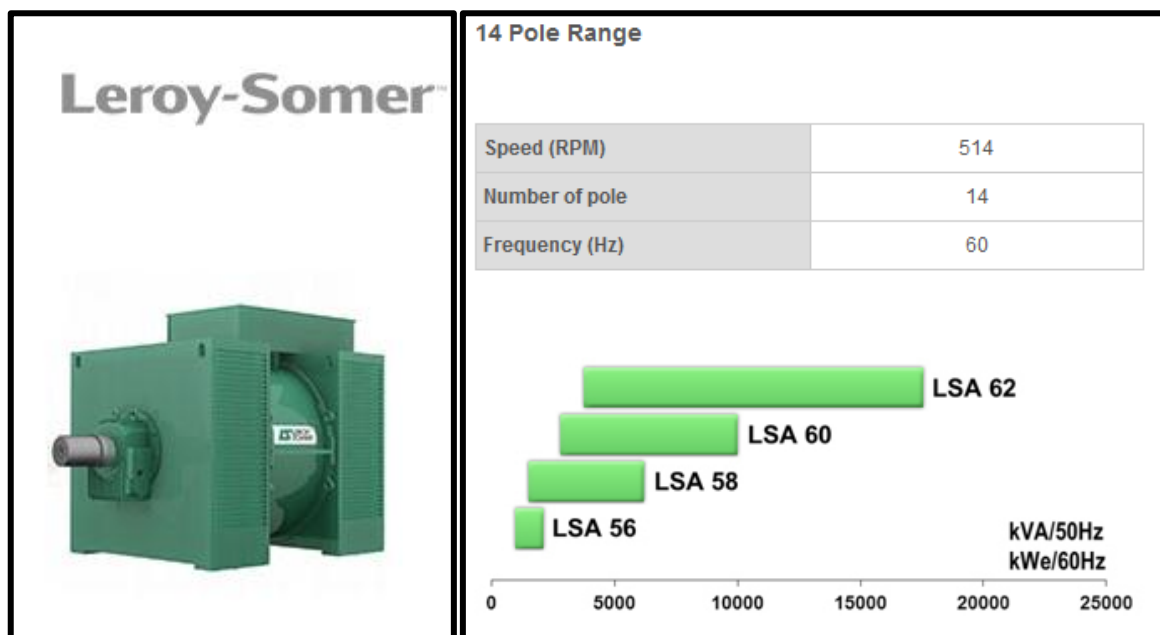


Ilustración 3 – Gama de alternadores Leroy-Somer para motores de baja velocidad

2. SISTEMAS PARA GENERADORES DE DOBLE COMBUSTIBLE

2.1. Sistema de combustible

2.1.1. Sistema de combustible gas

** CÁLCULOS – Sistema de combustible gas*

El diseño del sistema de alimentación de gas combustible externo puede variar, pero el sistema siempre debe proporcionar gas natural con la temperatura y presión adecuada para cada motor.

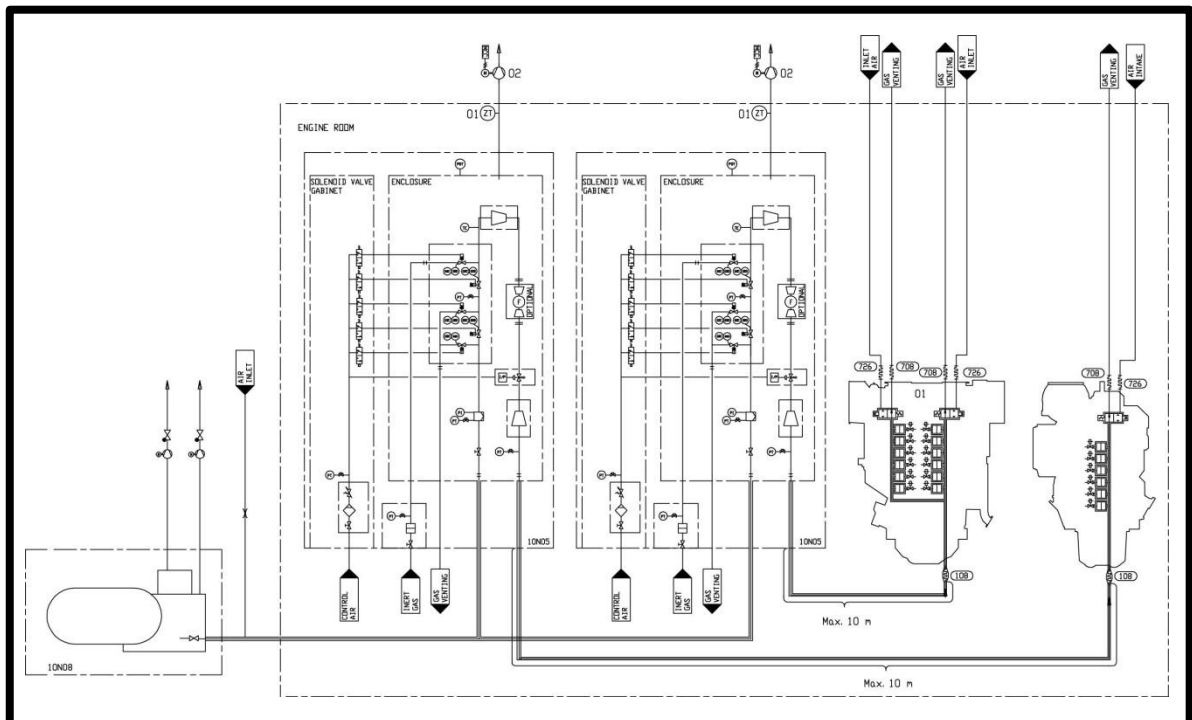


Ilustración 4 – Esquema orientativo del sistema de alimentación de gas

- **Gas valve unit, Gvu (10N05)**

Antes de que el gas se suministre al motor pasa a través de la Gvu, que incluye una válvula de control de presión de gas y una serie de válvulas y purgas para asegurar un funcionamiento fiable y seguro con gas. Incluye además una válvula manual de cierre, conexión de inertización, filtro, válvula de control de presión de gas combustible, válvulas de cierre, válvulas de ventilación, transmisores y de presión, un transmisor de temperatura del gas y armarios de control.

El filtro es una unidad de flujo completo que previene la entrada de impurezas al sistema de gas combustible del motor. La finura del filtro es 5 micras de tamaño

de malla y la caída de presión en el filtro está controlada y se activa una alarma cuando la caída de presión supera el valor permitido debido a suciedad en el filtro.

La válvula de control de presión del combustible gas ajusta la presión de alimentación de gas al motor en función de la carga del motor. La válvula de control de presión está controlada por el sistema de control del motor. El sistema está diseñado para obtener la presión correcta de gas a la tubería common rail del motor en todo momento.

Las lecturas de los sensores así como la apertura y cierre de válvulas en la GVU son controlados de forma electrónica o electro-neumática por el sistema de control de la GVU. Todas las lecturas de los sensores y los estados de las válvulas se puede leer desde la unidad de visualización local (Local Display Unit - LDU), en la cabina de control de la GVU.

La GVU llevará a cabo un procedimiento de prueba de fugas antes de que el motor comience el funcionamiento con gas. Esta es una medida de seguridad para asegurar la estanqueidad de las válvulas y el correcto funcionamiento de los componentes.

Se requiere una GVU para cada motor, situada tan cerca del motor como sea posible para asegurar la respuesta del motor a las condiciones transitorias. La longitud máxima de la tubería de gas combustible entre la GVU y la entrada de gas del motor es de 10 m.

Tanto el gas inerte como el aire comprimido se deben operar estando secos y limpios. La presión máxima del gas inerte es de 1,5 MPa (15 bar).

- **Válvula maestra de combustible gas**

Para metaneros el código CIG de la OMI requiere una válvula maestra de gas combustible que se instalará en el sistema de alimentación de gas combustible.

Se requiere al menos una válvula maestra de combustible de gas, pero se recomienda instalar una para cada motor que utilice gas combustible, permitiendo un funcionamiento independiente.

Siempre es recomendable tener una válvula de cierre principal en el exterior de la sala de máquinas y de la sala de válvulas en cualquier tipo de instalación.

2.1.2. Sistema de tratamiento de combustible HFO

*** CÁLCULOS – Sistema de tratamiento de combustible HFO**

El diseño del sistema de combustible debe proporcionar combustible limpio a una viscosidad y presión correctas para cada motor. Se requiere un control de temperatura para mantener una viscosidad estable y correcta del combustible antes de las bombas de inyección. Debe garantizarse una circulación suficiente a través de todos los motores en todas las condiciones de operación.

Debe equiparse una conexión para el aire comprimido antes del motor, junto con un drenaje desde la línea de retorno de combustible hasta el tanque de fugas de combustible limpio o hasta el tanque de rebose para poder cerrar el suministro de combustible antes de los trabajos de mantenimiento para evitar que se derrame.

En las instalaciones de motores múltiples, donde varios motores están conectados al mismo circuito de alimentación de combustible, debe ser posible cerrar el suministro de combustible y las líneas de retorno de cada motor de forma individual. Este es un requisito SOLAS. Se estipula además que los medios de aislamiento no afectarán al funcionamiento de los otros motores, y deberá ser posible cerrar las líneas de combustible desde una posición accesible en caso de incendio en cualquiera de los motores.

El sistema de tratamiento de combustible debe comprender al menos un tanque de sedimentación y dos depuradoras correctamente dimensionadas. Un centrifugado insuficiente o un alto contenido de agua pueden dañar el sistema de alimentación de combustible. El combustible pesado se debe limpiar en un separador centrífugo eficiente antes de transferirse al tanque de diario. Las reglas de clasificación requieren una disposición redundante de las depuradoras para que la capacidad requerida se mantenga con cualquier unidad de operación.

Las depuradoras de paquete de discos centrífugos se recomiendan también para instalaciones que operan en MDF solamente para eliminar el agua y los posibles contaminantes. La capacidad de las depuradoras de MDF debe ser suficiente para garantizar el suministro de combustible con un consumo de combustible máximo. Para una instalación de MDF se puede aceptar la utilización de filtros de coalescencia en su lugar, instalando un filtro de coalescencia en el lado de

succión de la bomba de circulación del sistema de alimentación de combustible. El filtro tendrá una caída de presión baja para evitar la cavitación de la bomba.

- **Unidad depuradora (1N02/1N05)**

Las depuradoras se suministran generalmente como unidades pre-ensambladas diseñadas por el fabricante de la depuradora y equipadas con:

- Filtro de succión (1F02)
- Bomba de alimentación, depuradora (1P02)

Las bombas de alimentación deben estar dimensionadas para la calidad real de combustible y el caudal recomendado de la depuradora. La bomba debe estar protegida por un filtro de succión (tamaño de malla de aproximadamente 0,5 mm).

Datos de diseño:

- | | |
|--|-----------------------------------|
| ▫ Presión de diseño, MDO/HFO: | 0,5 MPa (5 bar) / 0,5 MPa (5 bar) |
| ▫ Temperatura de diseño, MDO/HFO: | 50°C / 100°C |
| ▫ Viscosidad para dimensionar el motor eléctrico, MDO/HFO: | 100 cSt / 1000 cSt |
-

- Precalentador, depuradora (1E01)

El precalentador está dimensionado de acuerdo a la capacidad de la bomba de alimentación y a una temperatura dada del tanque de sedimentación.

La temperatura de la superficie en el calentador no debe ser demasiado alta con el fin de evitar el cracking del combustible. El control de temperatura debe ser capaz de mantener la temperatura del combustible dentro de $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

La temperatura del combustible recomendada después del calentador depende de la viscosidad, pero es típicamente de 98°C para HFO y 20-40°C para MDF. La temperatura óptima de funcionamiento la define el fabricante de la depuradora.

Para combustibles pesados puede emplearse una $\Delta T = 48^{\circ}\text{C}$, es decir, una temperatura del tanque de sedimentación de 50°C. Los combustibles con una viscosidad superior a 5 cSt a 50°C requieren precalentamiento antes de la

depuradora. Los calentadores deben estar provistos de válvulas de seguridad y tubos de desagüe a un tanque de fugas (de modo que la posible fuga pueda ser detectada).

- Depuradora (1S01/1S02)

Se equiparán válvulas de muestra antes y después de la depuradora y no se superarán los caudales y el grado del combustible recomendados. Cuanto menor sea la velocidad de flujo mayor será la eficiencia de separación.

- Tanque de lodos (1T05)
- Bomba de lodos
- Cuadros de control

- **Depuradora de MDF en instalaciones de HFO (1S02)**

Se recomienda también una depuradora de MDF para instalaciones que operan principalmente en HFO, pudiendo ser una depuradora dedicada de MDF más pequeña o una depuradora de HFO en stand-by utilizada para MDF.

2.1.3. Sistema de alimentación de combustible HFO

** CÁLCULOS – Sistema de alimentación de combustible HFO*

Cuando la unidad de alimentación de combustible sirve solamente a motores Wärtsilä 50DF, pueden ser conectados al mismo circuito de alimentación de combustible un máximo de dos motores, a menos que se instalan bombas de circulación individuales antes de cada motor.

Los motores principales y auxiliares tendrán preferiblemente unidades de alimentación de combustible separadas. No se recomienda abastecer a más de un máximo de dos motores principales y dos auxiliares, o un motor principal y tres auxiliares desde la misma unidad de alimentación de combustible.

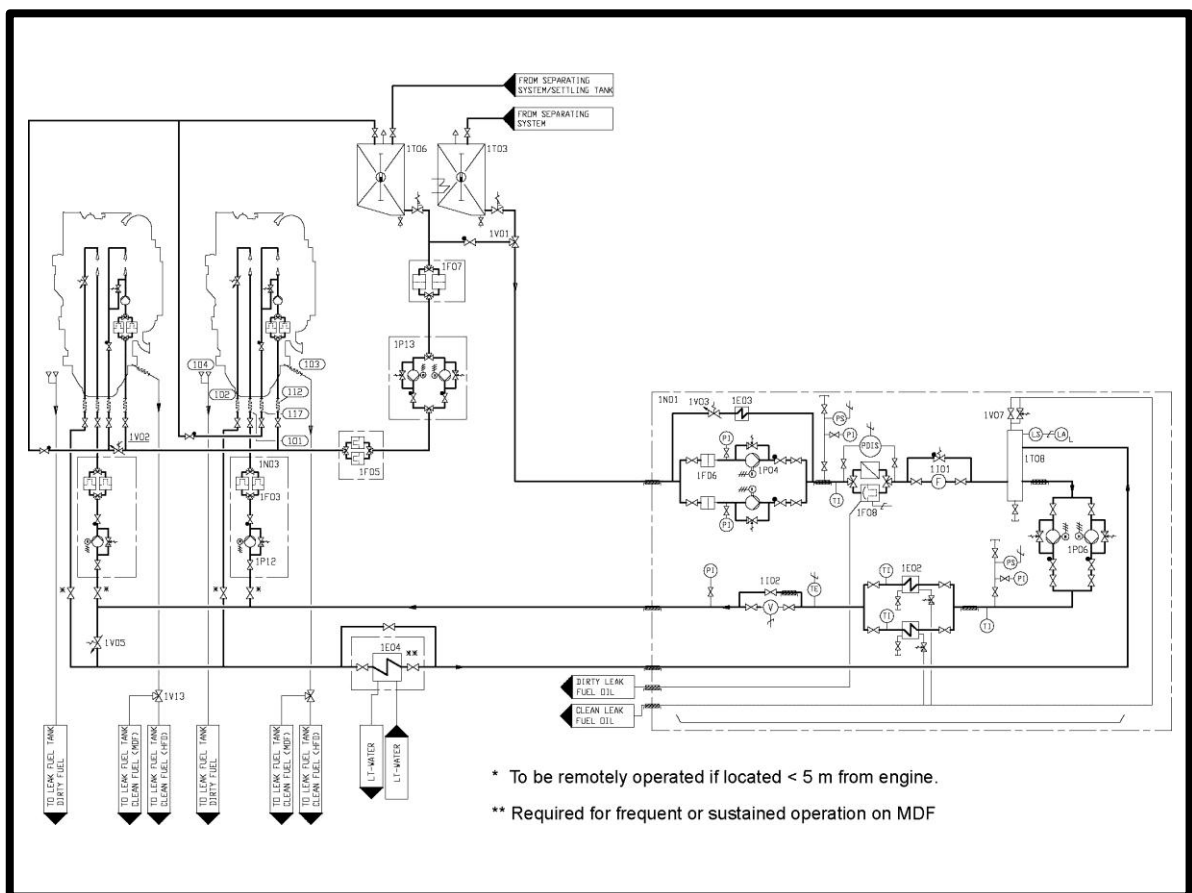


Ilustración 5 – Esquema orientativo del sistema de alimentación de HFO

- **Unidad de bombeo y alimentación (1N01)**

Puede suministrarse una unidad de bombeo y alimentación completamente ensamblada. Esta unidad cuenta con los siguientes equipos:

- Bomba de alimentación de combustible, unidad de bombeo (1P04)

La bomba de alimentación mantiene la presión en el sistema de alimentación de combustible. Se recomienda el uso de una bomba de tornillo como bomba de alimentación. La capacidad de la bomba de alimentación debe ser suficiente para prevenir la caída de presión durante el lavado del filtro automático.

Un filtro de succión con una finura de 0,5 mm se debe instalar antes de cada bomba. Debe haber una presión estática positiva de unos 30 kPa en el lado de succión de la bomba.

Datos de diseño:

- Capacidad: consumo total de los motores conectados + descarga del filtro automático (1F08)
 - Presión de diseño: 1,6 MPa (16 bar)
 - Presión máxima total
(válvula de seguridad): 0,7 MPa (7 bar)
 - Temperatura de diseño: 100°C
 - Viscosidad para dimensionar
el motor eléctrico: 1000 cSt
-

- Caudalímetro, unidad de bombeo (1I01)

Si se requiere un medidor de consumo de combustible, debe estar montado entre las bombas de alimentación y el tanque de desaireación. Cuando se desea controlar el consumo de combustible de los motores individuales en una instalación de motores múltiples, deben ser instalados dos caudalímetros por motor: uno en la línea de alimentación y otro en la línea de retorno de cada motor.

Debe haber una línea de by-pass alrededor del medidor de consumo, que se abrirá automáticamente en caso de una caída de presión excesiva.

Si el medidor de consumo está provisto de un prefiltro, es recomendable una alarma de alta presión diferencial a través del filtro.

- Filtro automático, unidad de bombeo (1F08)

Se recomienda seleccionar un filtro automático con limpieza de filtro manual en la línea de bypass. El filtro automático debe instalarse antes del calentador, entre la bomba de alimentación y el tanque de desaireación, y debe estar equipado con una camisa de calentamiento. El sobrecalentamiento (temperatura superior a 100°C) se ha de evitar, y debe ser posible desconectar el calentamiento para la operación en MDF.

Datos de diseño:

- Viscosidad del combustible: según especificaciones de combustible
 - Temperatura de diseño: 100°C
 - Precalentador: viscosidad del combustible >25 cSt/100°C
 - Caudal de diseño: igual a la capacidad de la bomba de alimentación
 - Presión de diseño: 1,6 MPa (16 bar)
 - Finura de filtro:
 - filtro automático: 35 µm (tamaño absoluto de malla)
 - filtro de by-pass: 35 µm (tamaño absoluto de malla)
 - Máxima caída de presión permitida para 14 cSt:
 - 20 kPa (0,2 bar) – filtro limpio
 - 80 kPa (0,8 bar) – alarma
-

- Tanque de desaireación, unidad de bombeo (1T08)

El tanque debe estar aislado y equipado con un interruptor de alarma de bajo nivel, una válvula de venteo y un serpentín de calentamiento. El volumen del tanque debe ser de al menos 100 litros.

- Bomba de circulación, unidad de bombeo (1P06)

El propósito de esta bomba es hacer circular el combustible en el sistema y mantener la presión necesaria en las bombas de inyección. Mediante la circulación del combustible en el sistema también mantiene la viscosidad correcta y mantiene las líneas y bombas de inyección a temperatura de funcionamiento.

Datos de diseño:

- Capacidad:

sin bombas de circulación (1P12): 4 x consumo total de los motores conectados

con bombas de circulación (1P12): 15% superior a la capacidad total de todas las bombas de circulación

- Presión de diseño: 1,6 MPa (16 bar)

- Presión máxima total

(válvula de seguridad): 1,0 MPa (10 bar)

- Temperatura de diseño: 150°C

- Viscosidad para dimensionar el

motor eléctrico: 500 cSt

- Calentador, unidad de bombeo (1E02)

El calentador debe ser capaz de mantener una viscosidad de combustible de 14 cSt a consumo máximo de combustible, con combustible del grado especificado y una temperatura dada del tanque de diario (la viscosidad requerida en las bombas de inyección se indica en los datos técnicos). Cuando se opera con combustibles de alta viscosidad, la temperatura del combustible a la entrada del motor no podrá exceder de 135°C.

La potencia del calentador es controlada por un viscosímetro, con un punto de ajuste algo menor que la viscosidad requerida en las bombas de inyección para compensar las pérdidas de calor en las tuberías. Debe instalarse un termostato como refuerzo para el control de la viscosidad.

Para evitar el cracking del combustible, la temperatura superficial en el calentador no debe ser demasiado alta, no debiendo exceder la tasa de transferencia de calor en relación con el área de la superficie de $1,5 \text{ W/cm}^2$.

- Viscosímetro, unidad de bombeo (1I02)

El calentador es controlado por un viscosímetro que debe tener un diseño capaz de soportar los picos de presión causados por las bombas de inyección del motor.

Datos de diseño:

▫ Rango de operación:	0...50 cSt
▫ Temperatura de diseño:	180°C
▫ Presión de diseño:	4 MPa (40 bar)

- **Unidad de bomba y filtro (1N03)**

Cuando más de dos motores están conectados a la misma unidad de bombeo y alimentación, debe instalarse una bomba de circulación (1P12) antes de cada motor. La bomba de circulación (1P12) y el filtro de seguridad (1F03) se pueden combinar en una unidad de bomba y filtro (1N03).

- Bomba de circulación (1P12)

El propósito de la bomba de circulación es garantizar la circulación a través de todos los motores. Con una bomba de circulación común para varios motores el flujo de combustible se divide según la distribución de la presión en el sistema.

Debe haber una línea de by-pass sobre la bomba para permitir la circulación de combustible a través del motor en caso de que la bomba esté parada. El diámetro de la tubería entre el filtro y el motor debe ser del mismo tamaño que entre la unidad de bombeo y alimentación y la unidad de bomba y filtro y se deberá instalar un filtro de succión (1F07) con una finura de 0,5 mm para proteger la bomba de circulación. El filtro puede ser común para todas las bombas de circulación.

Datos de diseño:

- Capacidad: 4 x consumo de combustible del motor
 - Presión de diseño: 1,6 MPa (16 bar)
 - Presión máxima total
(válvula de seguridad): 1,0 MPa (10 bar)
 - Temperatura de diseño: 150°C
 - Presión para dimensionar el
motor eléctrico (ΔP): 0,7 MPa (7 bar) – MDF suministrado desde
tanque de diario
0,3 MPa (3 bar) – todo el combustible
suministrado desde unidad de bombeo
 - Viscosidad para dimensionar
el motor eléctrico: 500 cSt
-

- Filtro de seguridad (1F03)

El filtro de seguridad es un filtro tipo dúplex de flujo completo con malla de acero y deberá estar equipado con una camisa de calentamiento. El filtro de seguridad o la unidad de filtro y bomba deben instalarse lo más cerca posible del motor.

Datos de diseño:

- Viscosidad del combustible: según especificaciones de combustible
 - Temperatura de diseño: 150°C
 - Flujo de diseño: igual a la capacidad de la bomba de
circulación
 - Presión de diseño: 1,6 MPa (16 bar)
 - Finura de filtro: 37 μm (tamaño absoluto de malla)
 - Máxima caída de presión
permitida para 14 cSt: 20 kPa (0,2 bar) – filtro limpio
80 kPa (0,8 bar) – alarma
-

- **Válvula de rebose, HFO (1V05)**

Cuando varios motores están conectados a la misma unidad de bombeo y alimentación se necesita una válvula de rebose entre la línea de alimentación y la línea de retorno. La válvula de rebose limita la presión máxima en la línea de alimentación cuando las líneas de combustible a un motor en paralelo están cerradas por mantenimiento. La válvula de rebose debe dimensionarse para asegurar una presión estable en todo el rango operativo.

Datos de diseño:

- Capacidad: igual que la bomba de circulación (1P06)
 - Presión de diseño: 1,6 MPa (16 bar)
 - Temperatura de diseño: 150°C
-

- **Bomba de alimentación de combustible piloto, MDF (1P13)**

Se necesita una bomba de alimentación de combustible piloto en instalaciones HFO. La bomba suministra MDF al motor para el sistema de combustible piloto. No se permite la entrada de HFO en el sistema de combustible piloto.

Se recomienda el uso de una bomba de tornillo como bomba de circulación. Un filtro de succión con una finura de 0,5 mm se debe instalar antes de cada bomba. Debe haber una presión estática positiva de unos 30 kPa en el lado de succión de la bomba.

Datos de diseño:

- Capacidad: 1 m³/h por motor
 - Presión de diseño: 1,6 MPa (16 bar)
 - Presión máxima total (válvula de seguridad): 1,0 MPa (10 bar)
 - Presión nominal: “*Datos Técnicos*”
 - Temperatura de diseño: 50°C
 - Viscosidad dimensionar el motor eléctrico: 90 cSt
-

2.2. Sistema de aceite para lubricación

** CÁLCULOS – Sistema de aceite para lubricación*

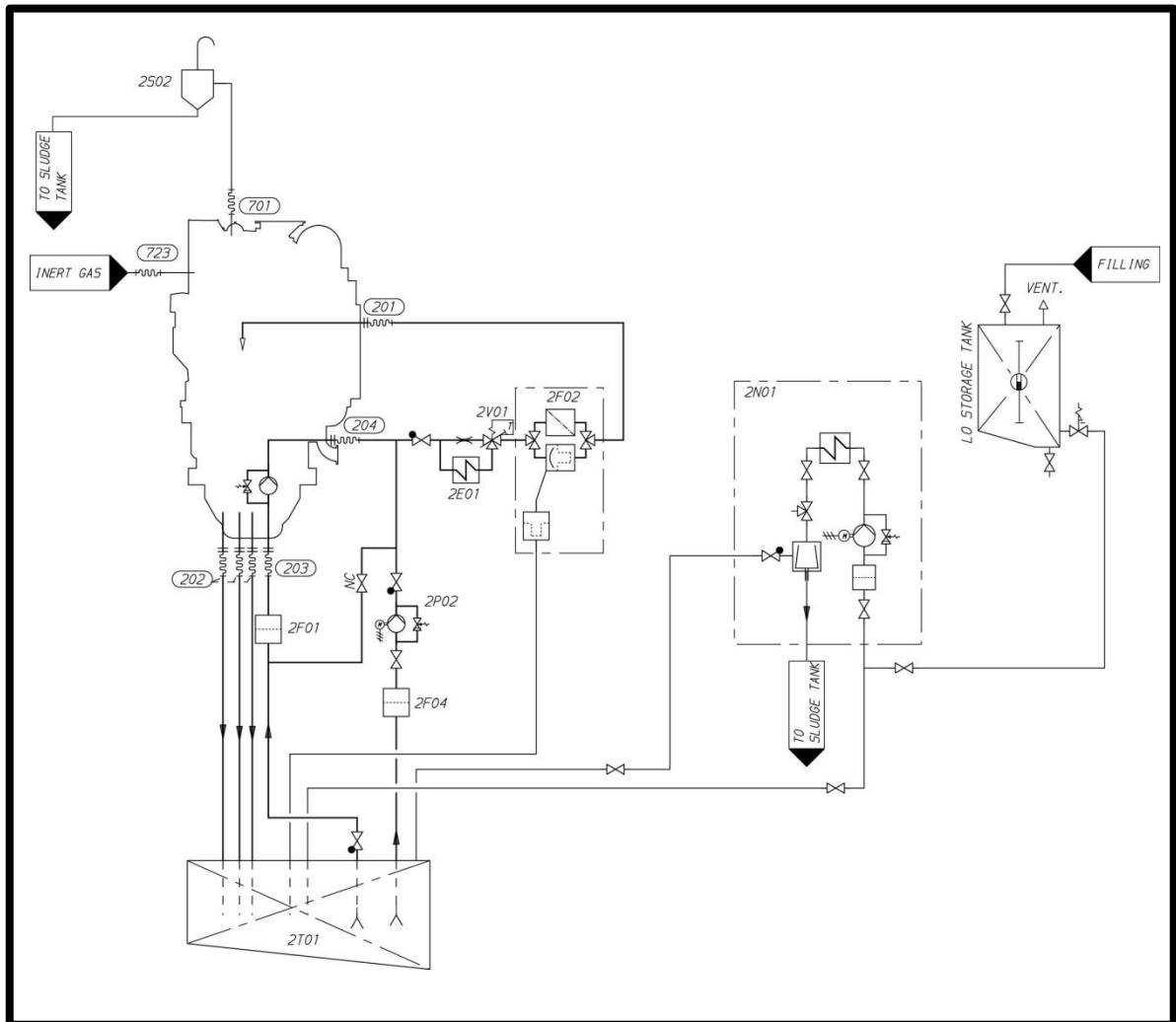


Ilustración 6 – Esquema orientativo del sistema de aceite lubricante

- **Unidad depuradora (2N01)**

En instalaciones donde se emplea HFO como combustible, cada motor debe tener una depuradora de aceite de lubricación dedicada y dimensionada para una depuración continua. Las depuradoras generalmente se suministran en unidades pre-ensambladas y suelen estar equipadas con:

- Bomba de alimentación de la depuradora (2P03)

La bomba de alimentación de la depuradora debe estar dimensionada de acuerdo a la depuradora y es suministrada y seleccionada por el suministrador de la propia depuradora.

- Precalentador de la depuradora (2E02)

El precalentador debe dimensionarse de acuerdo con la capacidad de la bomba de alimentación y la temperatura en el tanque de aceite del sistema.

Para hacer posible la depuración con un motor parado la capacidad del precalentador debe ser capaz de mantener la temperatura requerida sin suministro de calor del motor. Cuando el motor está funcionando, la temperatura en el tanque es de unos 65-75°C. Después del intercambiador la temperatura recomendada es de 95°C y para evitar quemar el aceite la temperatura de la superficie de intercambio no debe superar los 150°C.

El calentador debe suministrarse con válvulas de seguridad y líneas de drenaje.

- Depuradora (2S01)

Las depuradoras serán preferiblemente de descarga controlada de la taza para minimizar las pérdidas de aceite lubricante.

- **Bomba de aceite de prelubricación (2P02)**

La instalación de una bomba de pre-lubricación dedicada es obligatoria, pudiendo ser de tornillo o engranajes y debe estar equipada con una válvula de seguridad.

La presión máxima permitida es de 200 kPa (2 bar) para evitar fugas a través del sello de laberinto en el turbocompresor, no siendo un problema con el motor en marcha. La línea estará dispuesta de modo que la bomba de pre-lubricación llene la bomba principal hasta que la bomba principal esté accionada por el motor.

Datos de diseño:

▫ Capacidad:	<i>“Datos Técnicos”</i>
▫ Presión de diseño:	1,0 MPa (10 bar)
▫ Presión máxima (válvula de seguridad):	350 kPa (3,5 bar)
▫ Temperatura de diseño:	100°C
▫ Viscosidad para dimensionar el motor eléctrico:	500 cSt

- **Filtro de succión (2F01, 2F04)**

Es recomendable instalar un filtro de succión equipado con una alarma de alta presión diferencial antes de cada bomba para protegerla de daños. El filtro y la línea estarán ampliamente dimensionados para minimizar las pérdidas de presión. La finura del filtro será de 0,5 – 1,0 mm.

- **Enfriador de aceite lubricante (2E01)**

El enfriador externo de aceite lubricante puede ser de placas o de tubo.

Datos de diseño:

▫ Caudal de aceite en el enfriador:	<i>"Datos Técnicos - Caudal de aceite en el motor "</i>
▫ Calor a disipar:	<i>"Datos Técnicos"</i>
▫ Máxima caída de presión, aceite:	80 kPa (0,8 bar)
▫ Caudal de agua en el enfriador:	<i>"Datos Técnicos - Capacidad bomba LT"</i>
▫ Máxima caída de presión, agua:	60 kPa (0,6 bar)
▫ Temperatura del agua antes del enfriador:	45°C
▫ Temperatura del aceite antes del motor:	63°C
▫ Presión de diseño:	1,0 MPa (10 bar)
▫ Margen:	min. 15%

- **Filtro automático (2F02)**

Se recomienda seleccionar un filtro automático con un filtro de inserción en la línea de derivación, permitiendo así un cambio fácil al filtro de inserción durante el mantenimiento del filtro automático. El aceite de lavado a contracorriente debe ser filtrado antes de devolverlo al tanque de aceite del sistema. El filtro de lavado a contracorriente puede ser integrado en el filtro automático o independiente.

Los filtros automáticos suelen equipar un filtro de seguridad integrado, sin embargo, algunos filtros automáticos diseñados para flujos altos no lo pueden incorporar, debiendo instalar un filtro de seguridad independiente antes del motor.

Datos de diseño:

- Viscosidad del aceite: 50 cSt (SAE 40, VI 95, aprox. 63°C)
- Caudal de diseño: *"Datos Técnicos - Caudal de aceite en el motor"*
- Temperatura de diseño: 100 °C
- Presión de diseño: 1,0 MPa (10 bar)
- Finura:
 - filtro automático:
35 µm (tamaño absoluto de malla)
 - filtro de insercción:
35 µm (tamaño absoluto de malla)
- Máxima caída de presión permitida para 50 cSt:
 - 30 kPa (0,3 bar) – filtro limpio
 - 80 kPa (0,8 bar) – alarma

• **Válvula de control de la temperatura (2V01)**

La válvula de control de la temperatura mantiene la temperatura deseada de aceite a la entrada del motor, dirigiendo parte del flujo de aceite a través de la línea de derivación en lugar de a través del enfriador.

Datos de diseño:

- Temperatura antes del motor, nom.: 63°C
 - Presión de diseño: 1,0 MPa (10 bar)
 - Caída de presión, max.: 50 kPa (0,5 bar)
-

- **Filtro de seguridad (2F05)**

Debe instalarse un filtro de seguridad independiente antes del motor a menos que se encuentre integrado en el filtro automático. El filtro de seguridad debe ser un filtro dúplex con malla metálica.

Datos de diseño:

- Viscosidad del aceite: 50 cSt (SAE 40, VI 95, aprox. 63°C)
 - Caudal de diseño: *"Datos Técnicos - Caudal de aceite en el motor "*
 - Temperatura de diseño: 100 °C
 - Presión de diseño: 1.0 MPa (10 bar)
 - Finura máxima absoluta: 60 µm (tamaño absoluto de malla)
 - Máxima caída de presión permitida para 50 cSt:
 - 30 kPa (0,3 bar) – filtro limpio
 - 80 kPa (0,8 bar) – alarma
-

2.3. Sistema de aire comprimido para el arranque

* CÁLCULOS – Sistema de aire comprimido para el arranque

El diseño del sistema de aire de arranque se determina en parte por las normas de clasificación. La mayoría de las sociedades de clasificación requieren que la capacidad total de aire para el arranque se divida en dos compresores y dos receptores de aire de arranque de igual tamaño.

Las líneas de aire de arranque siempre deben estar ligeramente inclinadas y equipadas con drenaje manual o automático en los puntos más bajos. El aire para los dispositivos de seguridad y control debe ser tratado en un secador de aire.

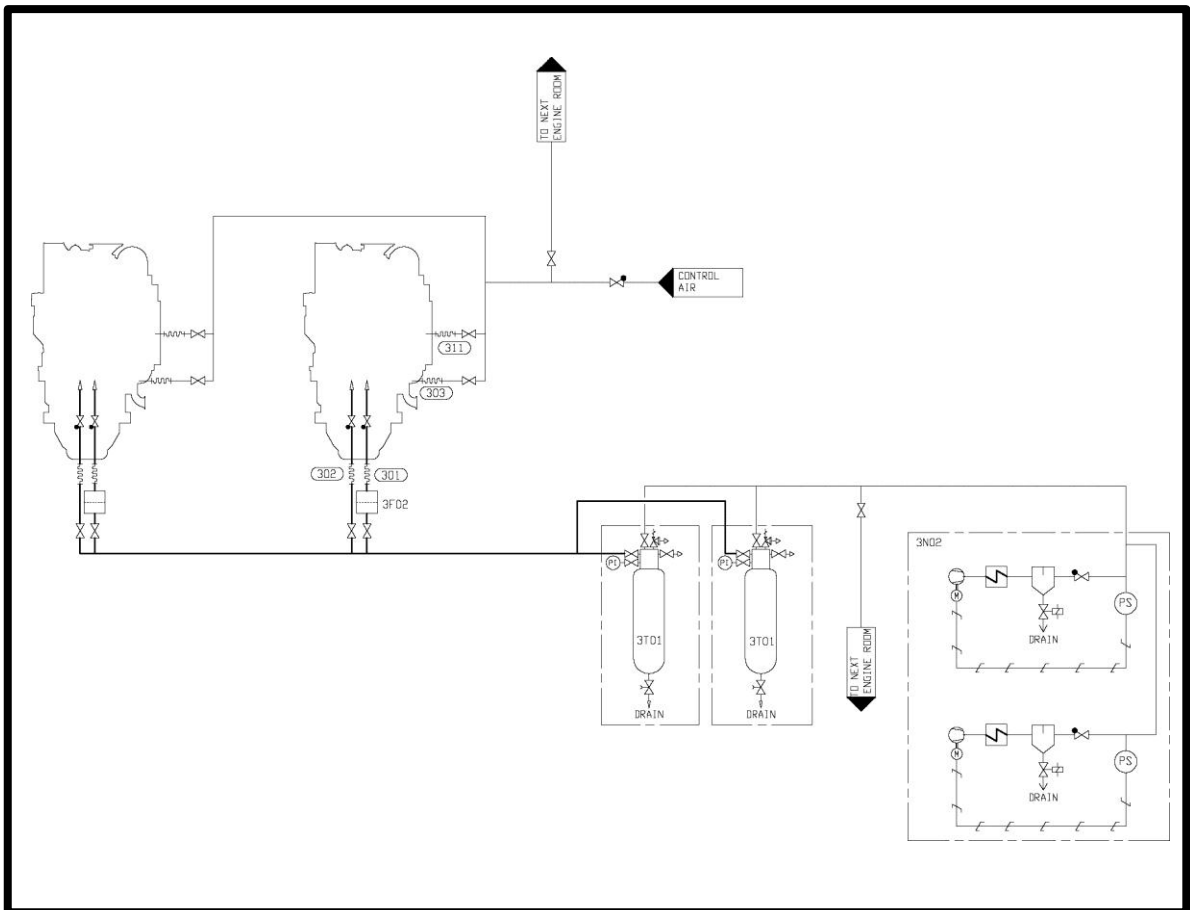


Ilustración 7 – Esquema orientativo de aire comprimido de arranque

- **Compresores de aire de arranque (3N02)**

Se instalarán al menos dos compresores de aire de arranque capaces de elevar la presión desde su valor mínimo (1,8 MPa) hasta el su valor máximo en un margen de tiempo de 15...30 minutos.

- **Separador de aceite y agua (3S01)**

A la salida del compresor debe instalarse siempre un separador de aceite y agua y, dependiendo de las condiciones de operación de la instalación, puede ser necesario otro separador en la entrada de aire al motor.

- **Botellas de aire de arranque (3T01)**

Las botellas de aire de arranque deben estar dimensionadas para una presión nominal de 3 MPa. El número y la capacidad de las botellas de aire de arranque para motores de propulsión dependen de los requerimientos de las sociedades de clasificación y el tipo de instalación.

Los depósitos de aire de arranque deberán estar equipados con al menos una válvula manual de drenaje de condensado. Si están montados horizontalmente debe haber una inclinación de 3 – 5° hacia la válvula de drenaje para asegurar un drenaje eficiente.

- **Filtro de aire de arranque (3F02)**

La formación de condensado después del separador de agua (entre el compresor de aire de arranque y los recipientes de aire de arranque) crea óxido abrasivo en las líneas, accesorios y receptores. Por ello, se recomienda instalar un filtro antes de la entrada de aire al motor para evitar que las partículas entren en el equipo de aire de arranque.

Se puede utilizar un filtro tipo Y con una pantalla de acero inoxidable y un tamaño de malla de 400 micras (μm). La caída de presión no debe exceder de 20 kPa (0,2 bar) para el arranque de un motor en un lapso de tiempo de 4 segundos.

2.4. Sistema de agua de refrigeración

* CÁLCULOS – Sistema de agua de refrigeración

En instalaciones donde se equipen varios motores es recomendable la división de los motores en varios circuitos debido a la redundancia y a la mayor facilidad para ajustar los flujos individuales en un sistema más pequeño. También se limita el mal funcionamiento debido a la entrada de gases o pérdida de agua de refrigeración en caso de grandes fugas.

En algunas instalaciones puede ser deseable separar el circuito HT del circuito de LT con un intercambiador de calor. Las tuberías con superficies internas galvanizadas no están permitidas en el sistema de refrigeración de agua dulce.

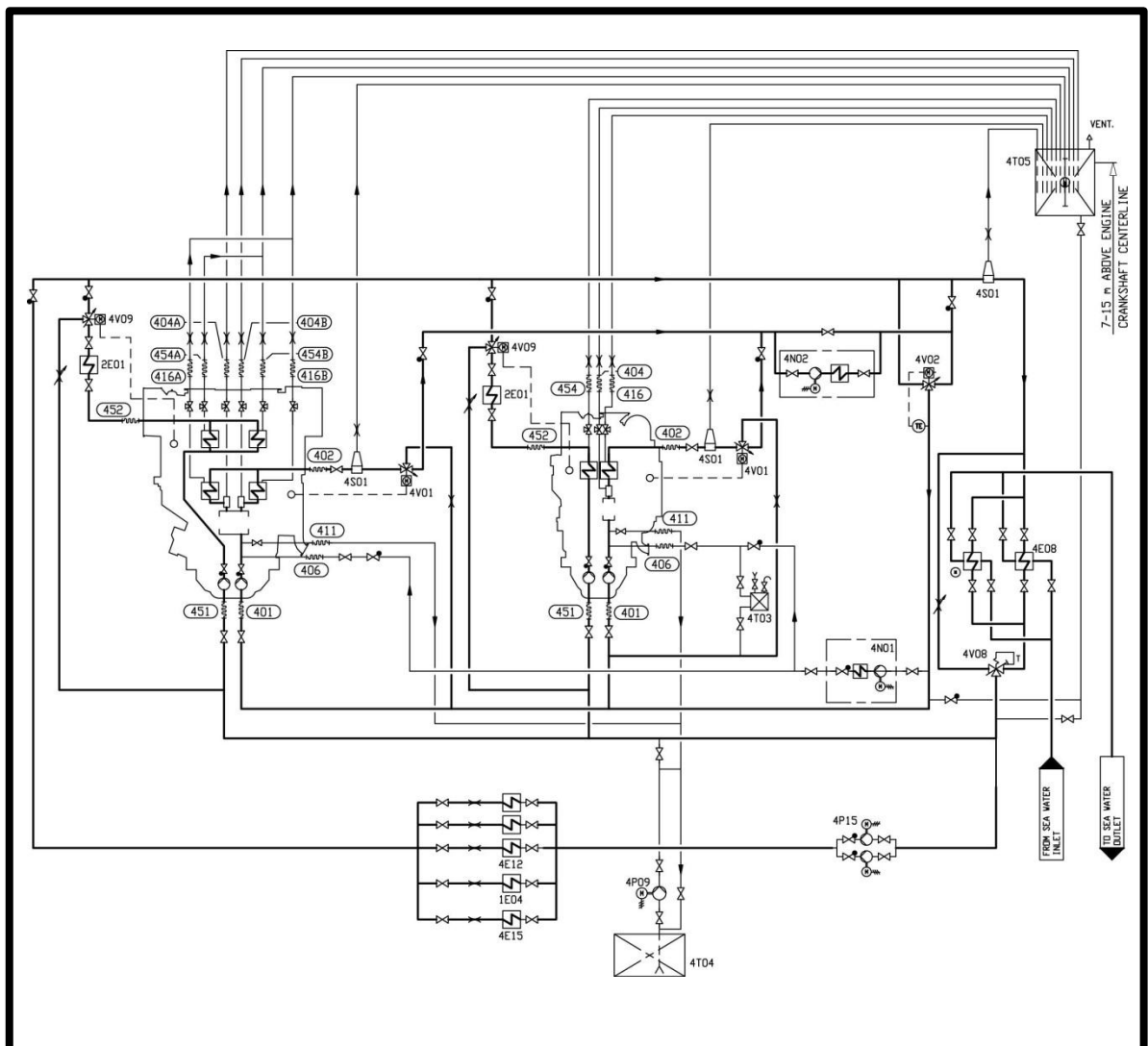


Ilustración 8 – Esquema orientativo del sistema de agua de refrigeración

- **Bomba de agua de mar (4P11)**

Las bombas de agua de mar estarán siempre separadas del motor y de los accionamientos eléctricos. La capacidad de las bombas se determina según el tipo de refrigeradores y la cantidad de calor a disipar.

- **Válvula de control de temperatura del sistema HT (4V01)**

La válvula de control de temperatura se instala directamente después del motor y se controla eléctricamente por el sistema de control del motor (UNIC / TE402). La temperatura del agua a la salida del motor se controla mediante la circulación de un poco de agua de vuelta a la bomba HT. Cada motor tendrá una válvula de control de temperatura dedicada.

El punto de ajuste es de 35°C y la temperatura del agua HT a la salida del motor es de unos 91°C.

- **Válvula de control de temperatura del enfriador central (4V08)**

La válvula de control de temperatura se instala después del enfriador central y controla la temperatura del agua LT antes del motor mediante un bypass parcial en el enfriador. Puede ser auto-accionada o accionada eléctricamente y normalmente se equipa una válvula de control de temperatura por cada circuito.

El punto de ajuste de la válvula de control es de 35°C, o menos si es requerido por otro equipo conectado al mismo circuito.

- **Válvula de control de temperatura del aire de carga (4V09)**

La temperatura del aire de carga se mantiene en el nivel deseado con una válvula de control de temperatura accionada eléctricamente en el circuito de LT externo, la cual regula el flujo de agua a través de la etapa LT del enfriador de aire de carga de acuerdo con la temperatura medida en el receptor de aire de carga.

La temperatura del aire de carga se controla de acuerdo con la carga del motor.

- **Válvula de control de temperatura del recuperador de calor (4V02)**

La válvula de control de la temperatura después del recuperador de calor controla la temperatura máxima del agua que se mezcla con agua HT a la salida del motor antes de la bomba HT. Puede ser auto-accionada o accionada eléctricamente.

El punto de ajuste es por lo general cercano a los 75°C.

- **Enfriador de aceite lubricante (2E01)**

El enfriador de aceite lubricante está conectado en serie con el enfriador de aire de carga en el circuito de LT. El total del flujo de agua del circuito de LT se hace circular a través del enfriador de aceite lubricante, mientras que el enfriador de aire de carga puede ser en parte bypassado.

El enfriador debe estar dimensionado para una temperatura de entrada de agua de 45°C. El calor disipado y las tasas de flujo se indican en los datos técnicos.

- **Enfriador central de agua fresca (4E08)**

Varios motores pueden compartir el mismo enfriador, siendo los enfriadores de placas los más comunes aunque también se pueden emplear enfriadores de tubos. La capacidad de flujo del enfriador debe ser igual a la capacidad total de las bombas de circulación LT en el circuito.

Datos de diseño:

▫ Caudal de agua fresca:	<i>“Datos Técnicos”</i>
▫ Calor a disipar:	<i>“Datos Técnicos”</i>
▫ Caída de presión, agua fresca:	max. 60 kPa (0.6 bar)
▫ Caudal de agua de mar:	aprox. 1,2 – 1,5 x caudal de agua fresca
▫ Caída de presión, agua de mar:	aprox. 80 - 140 kPa (0,8 – 1,4 bar)
▫ Temperatura del agua fresca después del enfriador:	max. 38°C
▫ Margen:	15%

- **Separador de aire (4S01)**

Es posible que después de una reparación o debido a una fuga pueda entrar aire en el sistema. Se recomienda instalar separadores de aire eficientes además de tubos de ventilación del motor para asegurar una evacuación rápida del aire.

- **Unidad de precalentamiento (4N01)**

El agua de refrigeración que circula a través de los cilindros debe ser precalentada a unos 60°C, preferiblemente 70°C, para instalaciones diseñadas para funcionar con combustible pesado, siendo también muy recomendable para los motores que operan exclusivamente con combustible diesel marino.

La energía para el precalentamiento del agua de refrigeración HT puede ser suministrada por una fuente separada o por un motor en marcha, siendo común una combinación de ambos. En todos los casos se debe utilizar una bomba de circulación separada y, si los circuitos de agua de refrigeración están separados entre sí, la energía se transferirá a través de un intercambiador de calor.

Puede suministrarse una unidad de precalentamiento completa, la cual consta de: calentadores eléctricos, bomba de circulación, cabina de control de la bomba y los calentadores, termómetros, válvula antiretorno y válvula de seguridad.

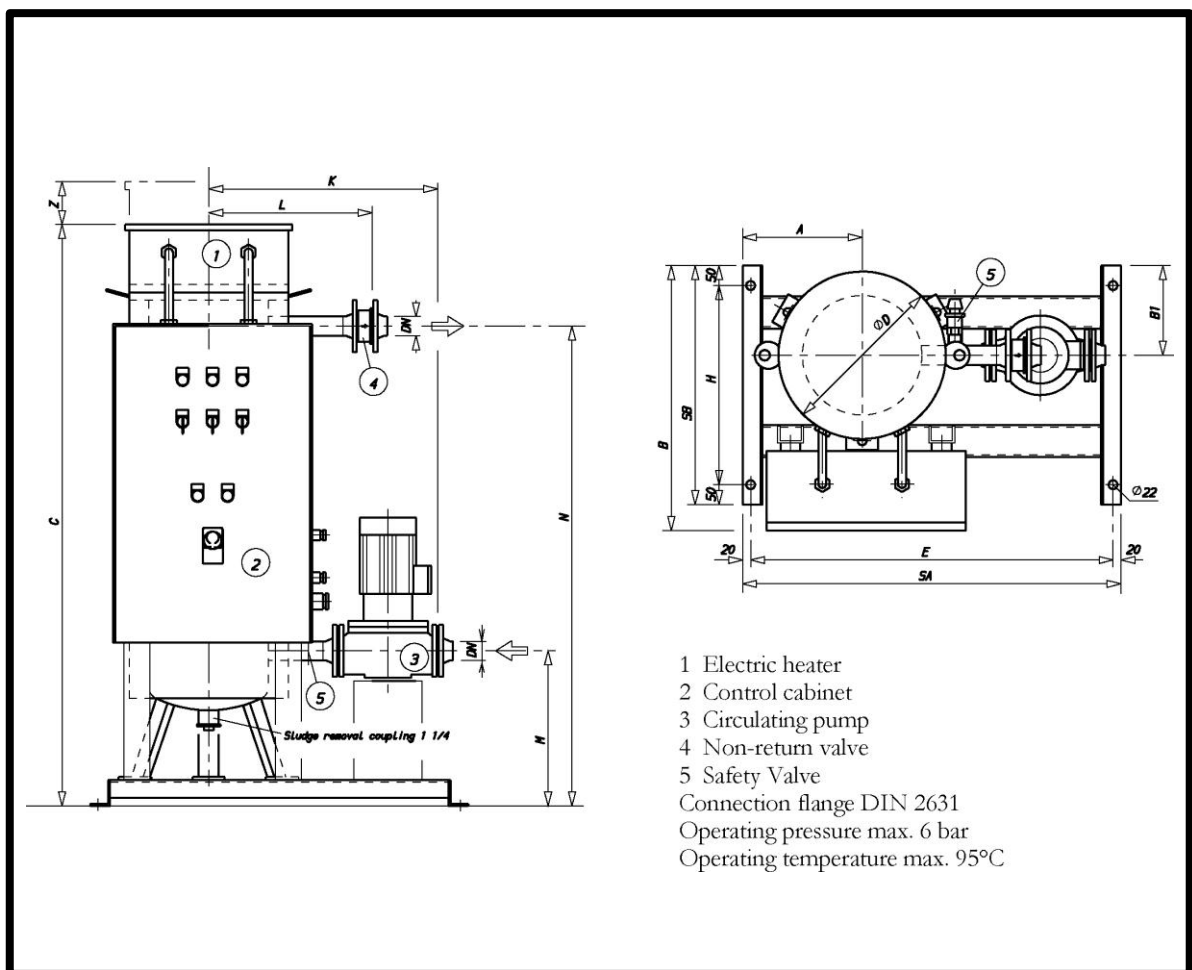


Ilustración 9 – Unidad de precalentamiento eléctrica

- Calentador (4E05)

La fuente de energía para el calentador puede ser energía eléctrica, vapor o aceite térmico. Se recomienda calentar el agua HT a una temperatura cercana a la de funcionamiento normal.

La potencia de calentamiento determina el tiempo requerido para calentar el motor desde la condición de frío. La mínima potencia requerida de calentamiento es de 12 kW/cil, lo que permite calentar el motor de 20°C a 60-70°C en 10-15 horas. Se requieren unos 6 kW/cil para mantener un motor caliente.

Datos de diseño:

- | | |
|---|-----------|
| ▫ Temperatura de precalentamiento: | min. 60°C |
| ▫ Potencia requerida de calentamiento: | 12 kW/cil |
| ▫ Potencia para mantener el motor caliente: | 6 kW/cil |
-

- Bomba de circulación del precalentador (4P04)

Datos de diseño:

- | | |
|-----------------------|------------------------------------|
| ▫ Capacidad: | 1.6 m ³ /h por cilindro |
| ▫ Presión de entrega: | 80...100 kPa (0,8...1,0 bar) |
-

2.5. Sistema de aire de combustión

* CÁLCULOS – Sistema de aire de combustión

Por lo general el aire de combustión se toma de la sala de máquinas a través de un filtro en el turbocompresor, reduciendo el riesgo de temperaturas demasiado bajas y la contaminación del aire de combustión. Es importante que el aire de combustión esté libre de agua de mar, polvo, humos, etc.

Durante las condiciones normales de funcionamiento la temperatura del aire a la entrada del turbocompresor debe mantenerse entre 15 y 35°C, permitiéndose una máxima de 45°C de forma temporal.

El aire de combustión deberá ser suministrado por ventiladores de aire de combustión separados con una capacidad ligeramente superior al consumo máximo de aire. Los ventiladores tendrán preferentemente motores eléctricos de dos velocidades o velocidad variable para mayor flexibilidad. Además del control manual, la velocidad del ventilador podrá ser controlada por la carga del motor.

En las instalaciones de varios motores cada motor principal debe tener preferentemente su propio ventilador de aire de combustión. Así, el flujo de aire se puede adaptar al número de motores en funcionamiento.

El aire de combustión debe ser entregado a través de un conducto dedicado cerca del turbocompresor, dirigido hacia la entrada de aire del turbocompresor. La salida del conducto debe estar equipada con una aleta para controlar la dirección y la cantidad de aire.

Si es necesario, el conducto de aire de combustión se puede conectar directamente al turbocompresor con una pieza de conexión flexible. Con esta disposición se debe instalar un filtro externo en el conducto para proteger el turbocompresor y evitar el ensuciamiento del enfriador de aire de carga. La máxima caída de presión admisible en el conducto es 1,5 kPa.

2.6. Sistema de gases de escape

* CÁLCULOS – Sistema de gases de escape

Cada motor debe tener su propia línea de escape al exterior. La contrapresión, la expansión térmica y el apoyo son algunos de los factores de diseño decisivos.

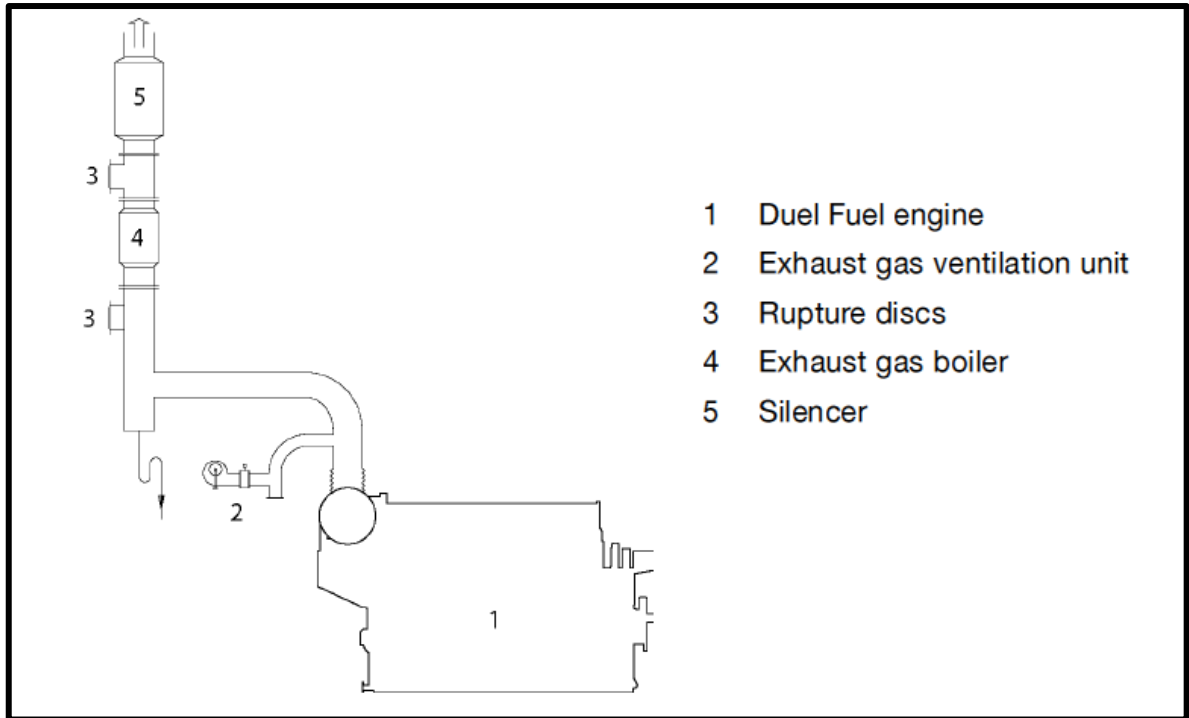


Ilustración 10 – Esquema orientativo de la línea de escape

- **Fuelles para gases de escape (5H01, 5H03)**

Se deben utilizar fuelles en la línea de gases de escape donde la expansión térmica o deflexiones estructurales del buque tienen que ser segregadas. Los fuelles flexibles montados directamente en la salida del turbocompresor compensan la expansión térmica, evitando daños en el turbocompresor debido a las vibraciones.

- **Unidad de ventilación de los gases de escape (5N01)**

Para purgar las líneas de escape después de la parada del motor en modo gas se requiere un sistema de ventilación de gases de escape, siendo este sistema un requisito de clase. La unidad de ventilación consiste en un ventilador centrífugo, un interruptor de flujo y una válvula de mariposa con feedback de posición,

estanca a los gases y capaz de resistir la temperatura máxima del sistema de escape en el lugar de instalación.

El ventilador puede estar ubicado lo más cerca posible del turbocompresor, dentro o fuera de la sala de máquinas. La secuencia de ventilación de gases de escape es controlada automáticamente.

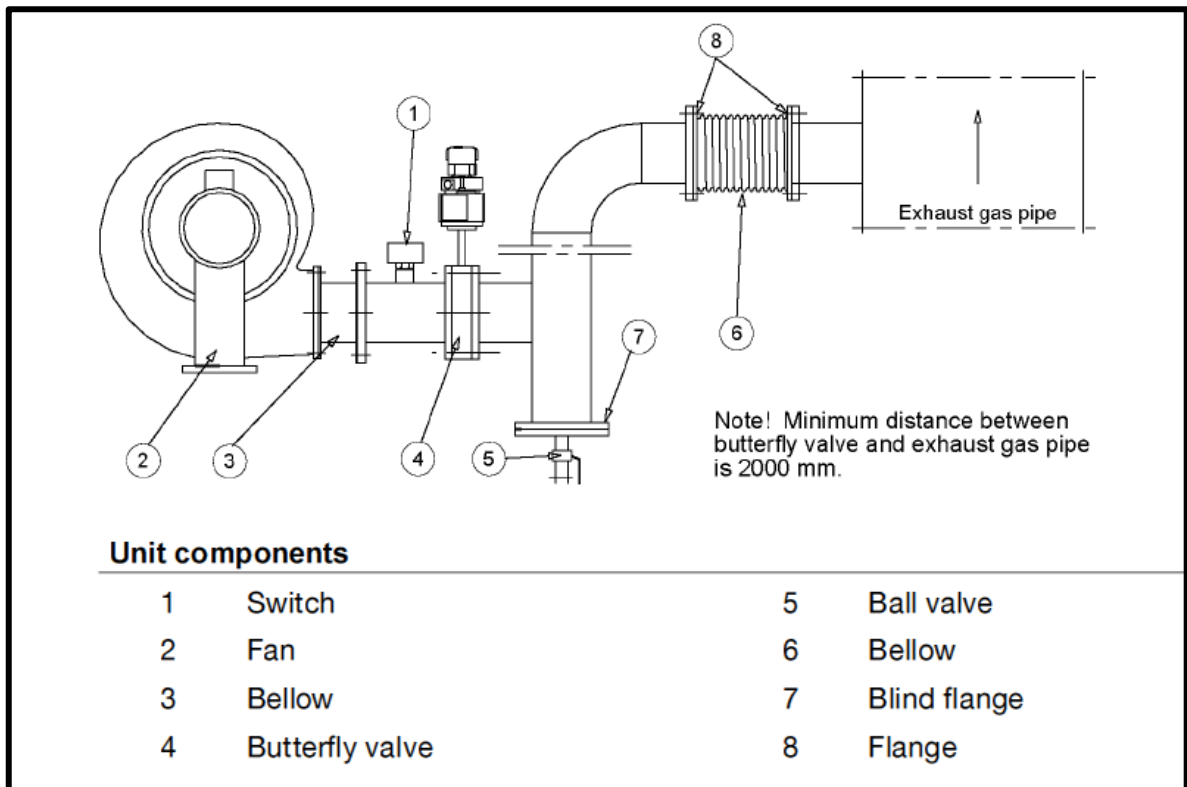


Ilustración 11 – Unidad de ventilación de los gases de escape

- **Dispositivos de alivio, discos de ruptura**

Deben ser instalados en el sistema de escape dispositivos de alivio de explosión tales como discos de ruptura. Los dispositivos de alivio de explosión que se encuentran en el interior deben tener salidas canalizadas desde el espacio de máquinas a un lugar donde la presión pueda ser liberada de forma segura, pudiendo descargar en la carcasa de escape siempre que la ubicación de los escapes y el volumen de la carcasa sean adecuados para el manejo del pulso de presión de una explosión de forma segura.

El número y la ubicación de los dispositivos de seguridad contra explosión deberán ser tales que el aumento de presión causado por una posible explosión no puede causar ningún daño a la estructura del sistema de escape.

Los conductos serán al menos del mismo tamaño que el disco de ruptura y tan rectos como sea posible para minimizar la contrapresión en caso de explosión.

- **Unidad SCR (11N03)**

La línea de gases de escape debe ser recta al menos unos 3-5 metros antes de la unidad SCR. Si se instalan juntas una caldera de gas de escape y una unidad SCR la disposición de los elementos debe ser tal que, cuando la caldera de escape se limpia con agua, el agua no pueda derramarse sobre la SCR.

En el modo de gas no se requiere la unidad SCR ya que se cumple la IMO Tier 3.

- **Caldera de gases de escape**

Si se instalan calderas de gas de escape cada motor tendrá una independiente y separada o una caldera común con secciones separadas para cada motor es aceptable. Para dimensionar la caldera, se pueden usar las cantidades de gases de escape y las temperaturas indicadas en el capítulo de datos técnicos.

- **Silenciador de gases de escape (5R09)**

El silenciador estándar es de absorción, equipado con un amortiguador de chispas, una salida de alivio de explosión, un colector de hollín y una purga para condensados. Deberá montarse verticalmente y la atenuación de ruido del silenciador estándar es de unos 25 o 35 dB (A).

- **Líneas**

La línea debe ser lo más corta y recta posible y los codos y expansiones serán suaves para minimizar la contrapresión. Los codos deben realizarse con el mayor radio de curvatura posible, no siendo menor que $1,5 \times D$.

La velocidad de flujo máxima recomendada en la línea es de 35-40 m/s a salida completa, debiendo ser inferior si hay muchos factores de resistencia en la línea.

La línea de escape debe aislarse con material aislante aprobado para las condiciones de operación, con un espesor mínimo de 30 mm, debiendo ser continuo y protegido por una cubierta o similar para su conservación. Tras completar los trabajos de aislamiento tiene que comprobarse que cumple las regulaciones del SOLAS, de forma que las temperaturas de superficie estén por debajo de 220°C en todo el rango de funcionamiento del motor.

2.7. Sistema de automatización

El Wärtsilä Unified Controls (UNIC) es un sistema de automatización integrado modular. El UNIC C3 se utiliza para motores con inyección de combustible con control electrónico y cuenta con una interfaz de cableado para las funciones de control y una interfaz de comunicación para alarma y monitoreo.

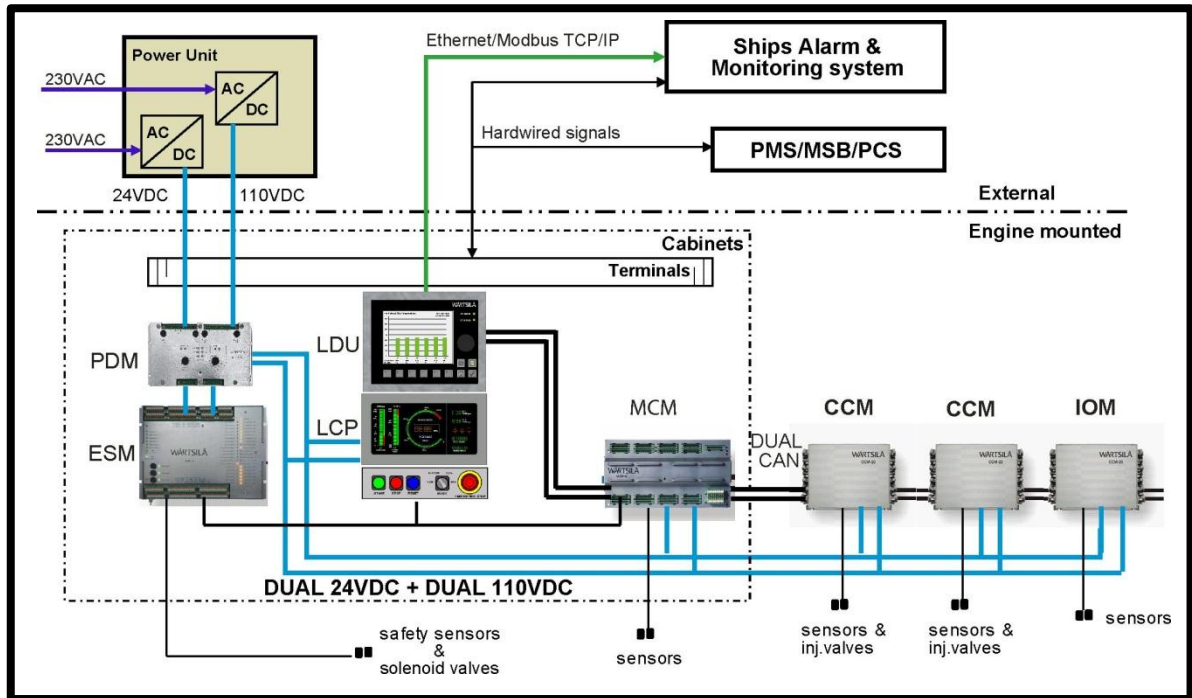


Ilustración 12 – Esquema del sistema de automatización integrado UNIC C3

- **UNIC C3**

El UNIC C3 es un sistema de gestión del motor totalmente integrado que se ocupa de todas las funciones de control del motor. Los módulos se comunican a través de un CAN-bus, un bus de comunicación desarrollado específicamente para redes locales compactas, donde la transferencia de datos de alta velocidad y la seguridad son de suma importancia.

El CAN-bus y la fuente de alimentación de cada módulo están duplicados físicamente en el motor para una redundancia completa. Las señales de control a/desde sistemas externos están cableados a los terminales del armario principal en el motor y los datos de proceso para alarma y monitoreo se comunican a través de una conexión Modbus TCP a sistemas externos.

La clase de protección es IP54 y todo el equipo y la instrumentación mencionados a continuación están precableados en el motor.

- MCM: Main Control Module.

Maneja todas las funciones de control estratégicas del motor (como la secuencia de arranque/parada y el control velocidad/carga).

- ESM: Engine Safety Module

Maneja la seguridad fundamental del motor, por ejemplo la parada por sobrevelocidad o por baja presión de aceite de lubricación.

- LCP: Local Control Panel

Está equipado con pulsadores e interruptores para el control local del motor, así como la indicación de horas de funcionamiento y los parámetros operativos de seguridad crítica.

- LDU: Local Display Unit

Ofrece un conjunto de menús para la recuperación y visualización gráfica de los datos operativos, datos calculados y el histórico de sucesos. El módulo también se encarga de la comunicación con sistemas externos a través del Modbus TCP.

- PDM: Power Distribution Module

Maneja la distribución de energía, la vigilancia de fallo a tierra y la filtración EMC en el sistema. Proporciona dos fuentes totalmente redundantes a todos los módulos.

- IOM: Input/Output Module

Maneja las mediciones y las funciones de control limitadas en un área específica del motor.

- CCM: Cylinder Control Module

Maneja el control de inyección de combustible y las mediciones locales para los cilindros.

3. SISTEMA DE PROPULSIÓN

3.1. Motores de propulsión

Los motores de propulsión son máquinas síncronas alimentadas a través de los convertidores de frecuencia y diseñadas para trabajar a velocidad variable. Están situados en la cubierta de fondo de la sala de máquinas y se conectan a una reductora común. Los motores están preparados para una operación continua y son alimentados a través de la frecuencia variable y tensión suministrada por los convertidores.

3.2. Convertidores de frecuencia

Dos convertidores de Converteam SAS, modelo MV7316, uno para cada motor propulsor. Los convertidores de propulsión proporcionan una frecuencia variable a los motores propulsores mediante la regulación del suministro eléctrico. El convertidor MV7316 se compone de dos convertidores de media: MV7308 "Maestro" y MV7308 "Esclavo".

3.3. Transformadores de propulsión

Dos transformadores de Trasfor SA, modelo TGT 9FS 7M8/G, uno para cada motor propulsor. Cada uno de los transformadores alimenta a su correspondiente convertidor de frecuencia de cada motor propulsor.

3.4. Cuadro de control de 6,6 kV

“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN DFDE EN UN LNGC DE 138000 M³ EN SERVICIO”

PRESUPUESTO



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: **SEPTIEMBRE 2015**

AUTOR: El alumno

Fdo. : Juan Carlos Sandá Castro

ÍNDICE – PRESUPUESTO

1. HOJA RESUMEN DEL PRESUPUESTO	3
2. PRECIOS DESCOMPUESTOS - DETALLE DE LOS PRECIOS	4
2.1. Grupos electrógenos.....	4
2.2. Sistemas para generadores DF	5
2.3. Sistemas de propulsión	12
2.4. Obras derivadas de la implantación del sistema	13

HOJA RESUMEN DEL PRESUPUESTO

Código	Capítulo	Total €	%
1	Grupos electrógenos	2.130.000,00	50%
2	Sistemas para generadores DF	520.390,00	12%
3	Sistema de propulsión	1.190.000,00	28%
4	Obras derivadas de la implantación del sistema	425.000,00	10%

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL 4.265.390,00

Asciende el presente presupuesto a la cantidad de:

CUATRO MILLONES DOSCIENTOS SESENTA Y CINCO MIL TRESCIENTOS
NOVENTA EUROS

14 de septiembre de 2015

EL DIRECTOR DE LA OBRA,

LA EMPRESA CONSTRUCTORA,

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS**CAPÍTULO 1 GRUPOS ELECTRÓGENOS**

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
--------	----------	-------------	--------	---------

1.001 Generadores

01.1.1	3,000	Wärtsilä 8L50DF	450.000,00	1.350.000,00
--------	-------	-----------------	------------	--------------

01.1.2	1,000	Wärtsilä 6L50DF	300.000,00	300.000,00
--------	-------	-----------------	------------	------------

TOTAL PARTIDA **1.650.000,00**

(UN MILLÓN SEISCIENTOS CINCUENTA MIL EUROS)

1.002 Alternadores

01.2.1	4,000	Alternador Leroy-Somer LSA60	120.000,00	480.000,00
--------	-------	------------------------------	------------	------------

TOTAL PARTIDA **480.000,00**

(CUATROCIENTOS OCHENTA MIL EUROS)

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 2 SISTEMAS PARA GENERADORES DF

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
2.001	1	Sistema de combustible		
10N05	4,000	GVU, sistema de combustible gas	6.000,00	24.000,00
10N01	4,000	Válvula maestra de combustible gas, sistema de combustible gas	600,00	2.400,00
1N02 1N05	2,000	Unidad depuradora	9.000,00	18.000,00
1N01	1,000	Unidad de bombeo y alimentación	10.000,00	10.000,00
1N03	1,000	Unidad de bomba y filtro	1.500,00	1.500,00
1V05	1,000	Válvula de rebose, HFO	200,00	200,00
1P13	1,000	Bomba de alimentación de combustible piloto, MDF	500,00	500,00

TOTAL PARTIDA 56.600,00

(CINCUENTA Y SEIS MIL SEISCIENTOS EUROS)

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 2 SISTEMAS PARA GENERADORES DF

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
2.002	1	Sistema de aceite para lubricación		
2N01	2,000	Unidad de depuradora	9.000,00	18.000,00
2N02	2,000	Acondicionamiento depuradora	400,00	800,00
2P02	4,000	Bomba de aceite de prelubricación	900,00	3.600,00
2F01				
2F04	4,000	Filtro de succión	50,00	200,00
2E01	1,000	Enfriador de aceite lubricante	2.500,00	2.500,00
2F02	4,000	Filtro automatic	90,00	360,00
2V01	1,000	Válvula de control de la temperatura	250,00	250,00
2F05	4,000	Filtro de seguridad	70,00	280,00

TOTAL PARTIDA 25.990,00

(VEINTICINCO MIL NOVECIENTOS NOVENTA EUROS)

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 2 SISTEMAS PARA GENERADORES DF

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
2.003		Sistema de aire comprimido para el arranque		
3N02	2,000	Acondicionamiento de compresor de aire de arranque	150,00	300,00
3S01	2,000	Acondicionamiento de separador de agua y aceite	30,00	60,00
3T01	2,000	Botellas de aire de arranque	1.500,00	3.000,00
3F02	4,000	Filtro de aire de arranque	60,00	240,00
2M01	1,000	Instalación de botellas y línea de alimentación de aire para el arranque	900,00	900,00
TOTAL PARTIDA			4.500,00
(CUATRO MIL QUINIENTOS EUROS)				

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 2 SISTEMAS PARA GENERADORES DF

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
2.004	1	Sistema de agua de refrigeración		
4P11	2	Bomba de agua de mar	1.500,00	3.000,00
4V01	4	Válvula de control de temperatura del sistema HT	200,00	800,00
4V08	1	Válvula de control de temperatura del enfriador central	300,00	300,00
4V09	4	Válvula de control de temperatura del aire de carga	150,00	600,00
4V02	4	Válvula de control de temperatura del recuperador de calor	150,00	600,00
4E08	2	Enfriador central de agua fresca	4.000,00	8.000,00
4S01	4	Separador de aire	250,00	1.000,00
4N01	1	Unidad de precalentamiento	7.000,00	7.000,00

TOTAL PARTIDA 21.300,00

(VEINTIUN MIL TRESCIENTOS EUROS)

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 2 SISTEMAS PARA GENERADORES DF

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
2.005	1	Sistema de gases de escape		
5H01				
5H03	8,000	Fuelles para gases de escape	100,00	800,00
5N01	4,000	Unidad de ventilación de los gases de escape	3.000,00	12.000,00
11N03	4,000	Unidad SCR	7.000,00	28.000,00
5R01	4,000	Caldera de gases de escape	2.000,00	8.000,00
5R09	4,000	Silenciador de gases de escape	1.000,00	4.000,00

TOTAL PARTIDA 55.600,00

(CINCUENTA Y CINCO MIL SEISCIENTOS EUROS)

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 2 SISTEMAS PARA GENERADORES DF

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
2.006	1	Sistema de aire de combustión		
2.6.1	3,000	Acondicionamiento de los ventiladores de las calderas al sistema	400,00	1.200,00
2.6.2	1,000	Línea de alimentación de aire de combustión	5.000,00	5.000,00
2.6.3	1,000	Instalación y gastos derivados de la línea de aire de combustión	3.000,00	3.000,00
TOTAL PARTIDA			9.200,00
(NUEVE MIL DOSCIENTOS EUROS)				

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 2 SISTEMAS PARA GENERADORES DF

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
2.007	1	Sistema de automatización		
2.7.1	1,000	UNIC C3	250.000,00	250.000,00
2.7.2	1,000	Instalación y programación del sistema		
		UNIC C3	100.000,00	100.000,00
TOTAL PARTIDA			350.000,00
(TRESCIENTOS CINCUENTA MIL EUROS)				

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 3 SISTEMAS DE PROPULSIÓN

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Importe
3.001		Elementos del sistema de propulsión eléctrica		
03.1.1	2,000	Motor de propulsión	480.000,00	960.000,00
03.1.2	2,000	Convertidor de frecuencia	65.000,00	130.000,00
03.1.3	2,000	Transformador de propulsión	30.000,00	60.000,00
03.1.4	1,000	Cuadro de control de 6,6 kV	40.000,00	40.000,00

TOTAL PARTIDA 1.190.000,00

(UN MILLÓN CIENTO NOVENTA MIL EUROS)

PRECIOS DESCOMPUESTOS – DETALLE DE LOS PRECIOS

CAPÍTULO 4 OBRAS DERIVADAS DE LA IMPLANTACIÓN DEL SISTEMA

Código	Cantidad	Descripción	Importe
4.001	1	Entrada del buque en dique seco	
TOTAL PARTIDA			60.000,00 (SESENTA MIL EUROS)
4.002	1	Cesárea para la extracción de equipos	
TOTAL PARTIDA			30.000,00 (TREINTA MIL EUROS)
4.003	1	Extracción de equipos y sistemas a sustituir	
TOTAL PARTIDA			300.000,00 (TRESCIENTOS MIL EUROS)
4.004	1	Cierre del casco y salida de dique seco	
TOTAL PARTIDA			25.000,00 (VEINTICINCO MIL EUROS)
4.005	1	Gastos de certificaciones	
TOTAL PARTIDA			10.000,00 (DIEZ MIL EUROS)